

# Motocykly s dvoudobým motorem

Pavel Husák

SNTL



Pavel Husák

**Motocykly  
s dvoudobým  
motorem**

**SNTL**





Ing. Pavel Husák

# **Motocykly s dvoudobým motorem**

PRAHA 1978

SNTL – NAKLADATELSTVÍ  
TECHNICKÉ LITERATURY



Publikace je rozdělena na tři základní části. V první je popsán dvoudobý motor a jeho části – válec a píst, klikový mechanismus, motorová skříň, rozvod, šoupátka, ventily, karburátor, sací a výfukové systémy, zapalování atd. V druhé části je popsáno převodné ústrojí a jeho uspořádání – primární převod, spojka, převodovka, sekundární převod. Třetí část obsahuje popis šasi – upevnění motoru, rámy, kyvné vidlice, základy odpružení, tlumení, přední vidlice, pružicí a tlumicí jednotky, bubnové brzdy, kotoučové brzdy, pneumatiky atd.

Je určena technikům, konstruktérům, mechanikům i řidičům motocyklu, kteří se podrobněji zajímají o konstrukci i funkci motocyklu.

Lektorovali Ing. Milan Jozíf, Ing. Jiří Dočkal

Redakce báňské a strojírenské literatury

Hlavní redaktor Dr. Vladimír Pešl

Odpovědný redaktor Ing. Jindřich Klůna

© Ing. Pavel Husák, 1978

# OBSAH

ÚVOD . . . . .	9
1. VÝVOJ MOTOCYKLŮ . . . . .	11
2. VÝROBA MOTOCYKLŮ VE SVĚTĚ . . . . .	18
3. ROZDĚLENÍ MOTOCYKLŮ . . . . .	23
Cestovní motocykly . . . . .	23
Skútry . . . . .	25
Sportovní motocykly . . . . .	26
Silniční závodní motocykly . . . . .	28
Soutěžní motocykly . . . . .	31
Terénní motocykly . . . . .	34
Tříkolky a sajdkáry . . . . .	35
Speciální motocykly . . . . .	37
4. DVOUDOBÝ MOTOR . . . . .	41
Základní činnost . . . . .	41
Výkon a charakteristika . . . . .	43
4.1 Válec a píst . . . . .	48
Druhy válců . . . . .	48
Chlazení válce . . . . .	52
Konstrukce pístu . . . . .	57
Vůle pístu ve válci . . . . .	59
Pístní kroužky . . . . .	61
Pístní čep . . . . .	64
Hlava válce . . . . .	65
Spalovací prostor . . . . .	68
4.2 Klikový mechanismus . . . . .	72
Základní kinematika . . . . .	72
Ojnice . . . . .	76
Ojniční ložisko . . . . .	79
Ramena klikového hřídele . . . . .	81
Vyvážení . . . . .	85
4.3 Skříň motoru . . . . .	91
Ložiska motoru . . . . .	98
Utěsnění klikového prostoru . . . . .	99
4.4 Rozvod . . . . .	101
Rozvod pístem . . . . .	102
Šoupátko . . . . .	109
Jazýčkový ventil . . . . .	114
4.5 Víceválcové motory . . . . .	117
Dvouválce . . . . .	118
Tříválce a čtyřválce . . . . .	121
4.6 Mazání motoru . . . . .	125



Mazání mastnou směsí . . . . .	126
Oddělené mazání . . . . .	128
Seřizování olejového čerpadla . . . . .	130
Motorové oleje . . . . .	133
Vlastnosti olejů . . . . .	134
4.7 Přívod paliva a vzduchu . . . . .	135
Palivo . . . . .	137
Karburač . . . . .	141
Vstřikování benzínu . . . . .	146
Čistič vzduchu a tlumič sání . . . . .	148
4.8 Výfukový systém . . . . .	151
4.9 Hluk a škodliviny . . . . .	154
Hluk motocyklů . . . . .	155
Tlumení hluku . . . . .	157
Škodlivost výfukových plynů . . . . .	159
4.10 Zkoušení motorů . . . . .	162
5. ELEKTRICKÉ PŘÍSLUŠENSTVÍ . . . . .	166
Akumulátor . . . . .	166
Dynamo . . . . .	170
Alternátor . . . . .	171
Moderní alternátory . . . . .	173
Dynamobateriové zapalování . . . . .	173
Magnetoelektrické zapalování . . . . .	174
Polovodiče . . . . .	177
Elektronické zapalování . . . . .	178
Předstih zážehu . . . . .	180
Zapalovací svíčka . . . . .	183
Elektrický spouštěč . . . . .	186
6. PŘEVODNÉ ÚSTROJÍ . . . . .	187
Celkové uspořádání . . . . .	187
Primární převod . . . . .	190
Spojka . . . . .	198
Samočinné spojky . . . . .	205
Plynule měnitelné převody . . . . .	206
Samočinné převodné systémy . . . . .	211
Odstupňování převodovky . . . . .	211
Stavba převodovky . . . . .	218
Ozubení . . . . .	222
Řadicí ústrojí . . . . .	226
Spouštěcí ústrojí . . . . .	227
Sekundární převod . . . . .	227
7. PODVOZEK . . . . .	233
7.1 Rám . . . . .	233
Rozdělení rámu . . . . .	234
Detaily rámu . . . . .	238
Materiál a výroba rámu . . . . .	244
Zkoušení rámu . . . . .	246
Zadní vidlice . . . . .	248

	Doplňky rámu . . . . .	252
7.2	Odpružení . . . . .	253
	Základy odpružení . . . . .	253
	Tlumení . . . . .	257
	Přední vidlice . . . . .	260
	Pružicí a tlumicí jednotky . . . . .	265
7.3	Díly podvozku . . . . .	271
	Palivová nádrž . . . . .	271
	Sedlo . . . . .	274
	Schránky a blatníky . . . . .	276
	Řídítka . . . . .	277
	Kapotáž . . . . .	280
7.4	Kola a brzdy . . . . .	284
	Stavba kol . . . . .	285
	Brzdění motocyklu . . . . .	293
	Druhy brzd . . . . .	296
	Teorie bubnové brzdy . . . . .	302
	Stavba bubnových brzd . . . . .	306
	Pneumatiky . . . . .	312
8.	CIZOJAZYČNÁ RESUMÉ . . . . .	319
	Резюме . . . . .	319
	Summary . . . . .	320
	Résumé . . . . .	321
	Zusammenfassung . . . . .	322
9.	DOPORUČENÁ A POUŽITÁ LITERATURA . . . . .	323





## ÚVOD

Knížka, kterou právě berete do rukou, je určena všem příznivcům motocyklů, kteří se hlouběji zajímají o problematiku jednostopých motorových vozidel.

Snažil jsem se vytvořit souborné dílo o vývoji, konstrukci a stavbě moderních motocyklů s dvoudobým motorem, v kterém by především mladí zájemci o motocykly našli potřebné informace i hlubší technická vysvětlení. Zcela záměrně je knížka věnována pouze strojům s dvoudobým motorem, i když ve světě jezdí milióny motocyklů s čtyřdobým motorem, avšak technická literatura čtyřdobých motorů je snadněji dostupná, zejména v souvislosti s rozvojem automobilů; části tohoto díla o převodech a šasi platí samozřejmě pro motocykly s motory všech druhů.

Rozvoj motocyklové výroby v celém údobí po druhé světové válce je do značné míry spojen i se vzrůstajícím zájmem o motocyklový sport, a proto tedy zde čtenář najde popis i rozlišení konstrukce všech druhů sportovních strojů s dvoudobým motorem.

Účelem knížky je rozšířit technické znalosti a dát i praktické rady pro možné úpravy a přestavby. Nechci čtenáře zahrnout přemírou složitých teorií, a proto jednoduché vzorce a výpočty uvádím jen tam, kde pomohou nejrychleji objasnit problém.

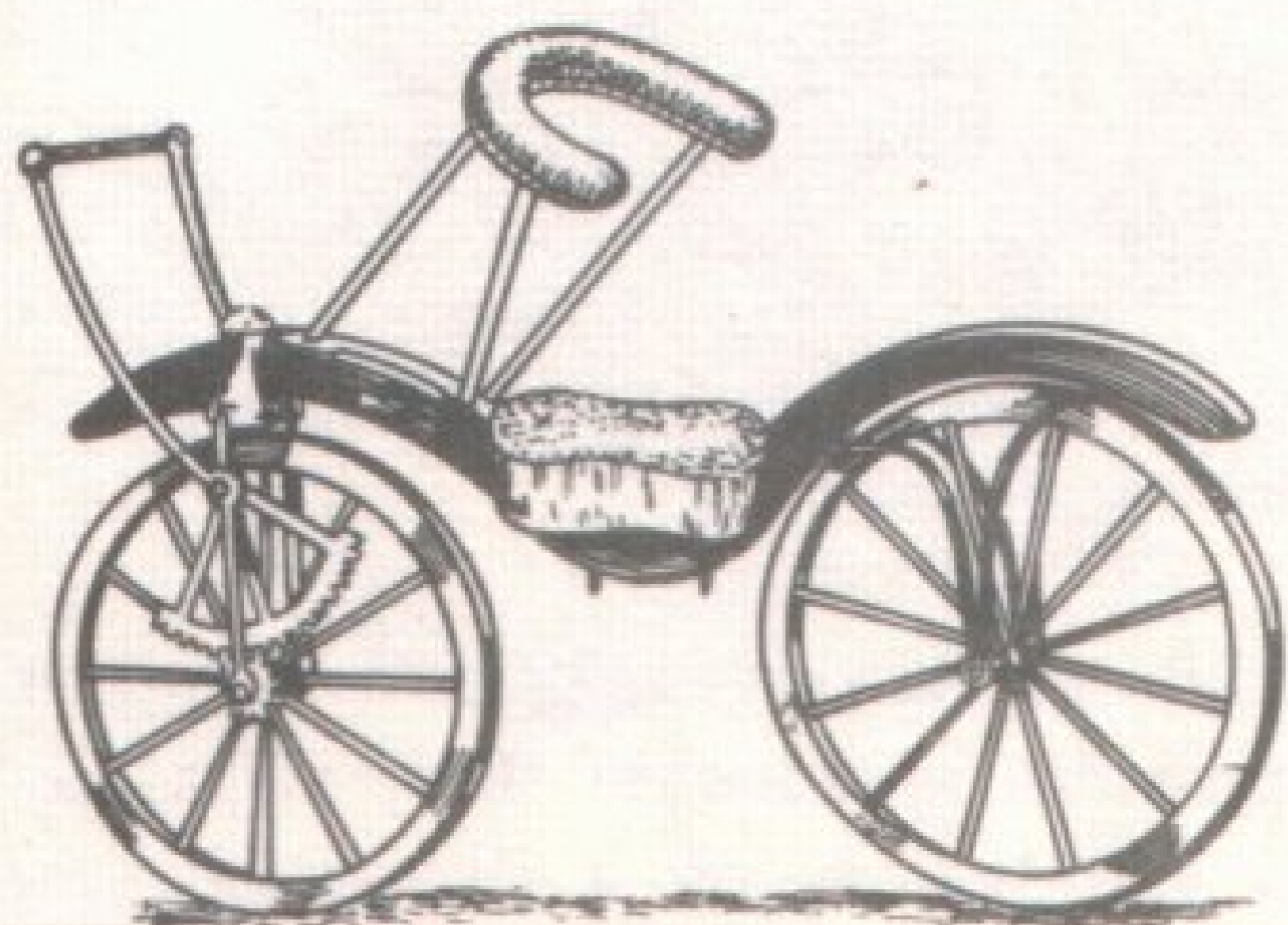
Autor





## 1. VÝVOJ MOTOCYKLŮ

Touha po rychlém pohybu, ať již na kolech, po vodě nebo vzduchem, sahá až k prvopočátkům vývoje lidstva. V době nedokonalé techniky mělo však každé jednostopé vozidlo velmi těžkého konkurenta v koni – podobně jako automobil v tichém a pohodlném kočáře. Prvním jednostopým vozidlem byla dřevěná dvojkolka, kde jezdec se odrážel střídavě nohama od země, potom byly navrženy různé hnací mechanismy, až dospěl vývoj k pedálům a k vysokým jízdním kolům. Použití řetězu k přenosu hnací síly z pedálů na zadní kolo změnilo na konci minulého století velocipéd do dnešní podoby.



K počátkům vývoje jízdy na dvou kolech patří pokus Lewise Compertze z r. 1819

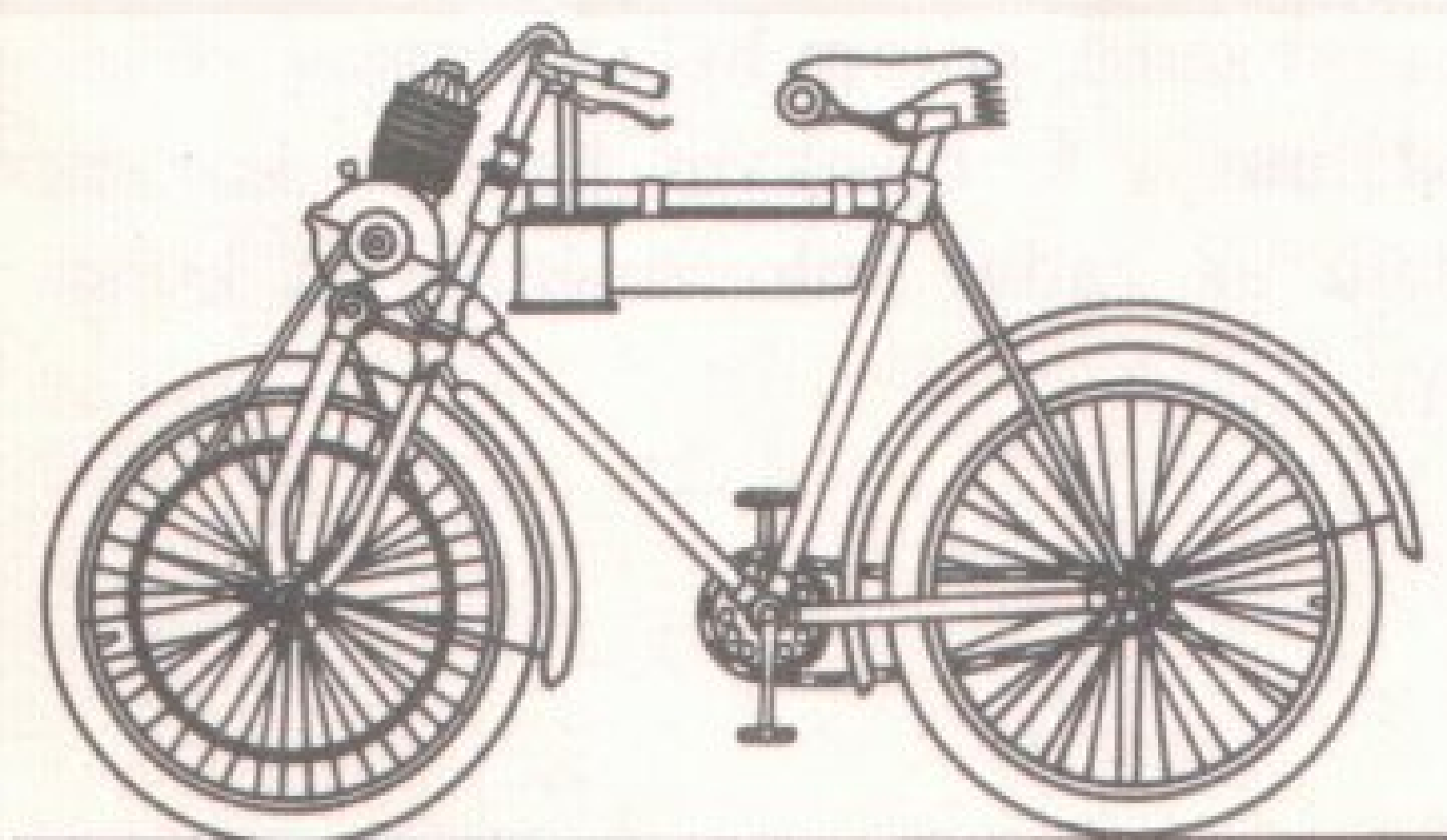
Síla, anebo přesněji řečeno výkon člověka, neumožňuje ani na jízdním kole nejmodernější koncepce dostatečnou rychlost, a tak se již v minulosti obracela pozornost průkopníků pokroku k použití motoru. Devatenácté století je někdy nazýváno stoletím páry, avšak těžký parní stroj byl na vestavění do jednostopého vozidla příliš těžký. Vznik motocyklu je spojen s použitím spalovacího motoru, který patentoval Gottlieb Daimler v roce 1885 a o rok později vyjel skutečný prototyp. Čtyřdobý motor s výkonem necelých 400 W měl ovládaný výfukový a samočinný sací ventil a dále třetí ventil v pístu pro průchod spalovací směsi z prostoru klikové skříně nad píst. Motor byl vestavěn do robustního dřevěného jízdního kola s dvěma pomocnými opěrnými kolečky na stranách.

V průběhu dalších let vznikají na mnoha místech světa, nejvíce však ve Francii a Německu, nové a stále modernější konstrukce pionýrských motocyklů. Tyto stroje nesloužily většinou dosud užitkovému provozu, avšak naznačovaly cestu dalších vývojových směrů. Potíží bylo tenkrát ještě velmi mnoho. Motory byly těžké a i při malých otáčkách silně chvěly; starosti byly s nedokonalým zapalováním i odpařovacím karburátorem a s palivou nezaručené jakosti. V prvním údobí nahrazoval celé dnešní převodné ústrojí plochý řemen s malou řemenicí na motoru a řemenice na zadním kole, blížící se svým průměrem průměru ráfku. Problémy

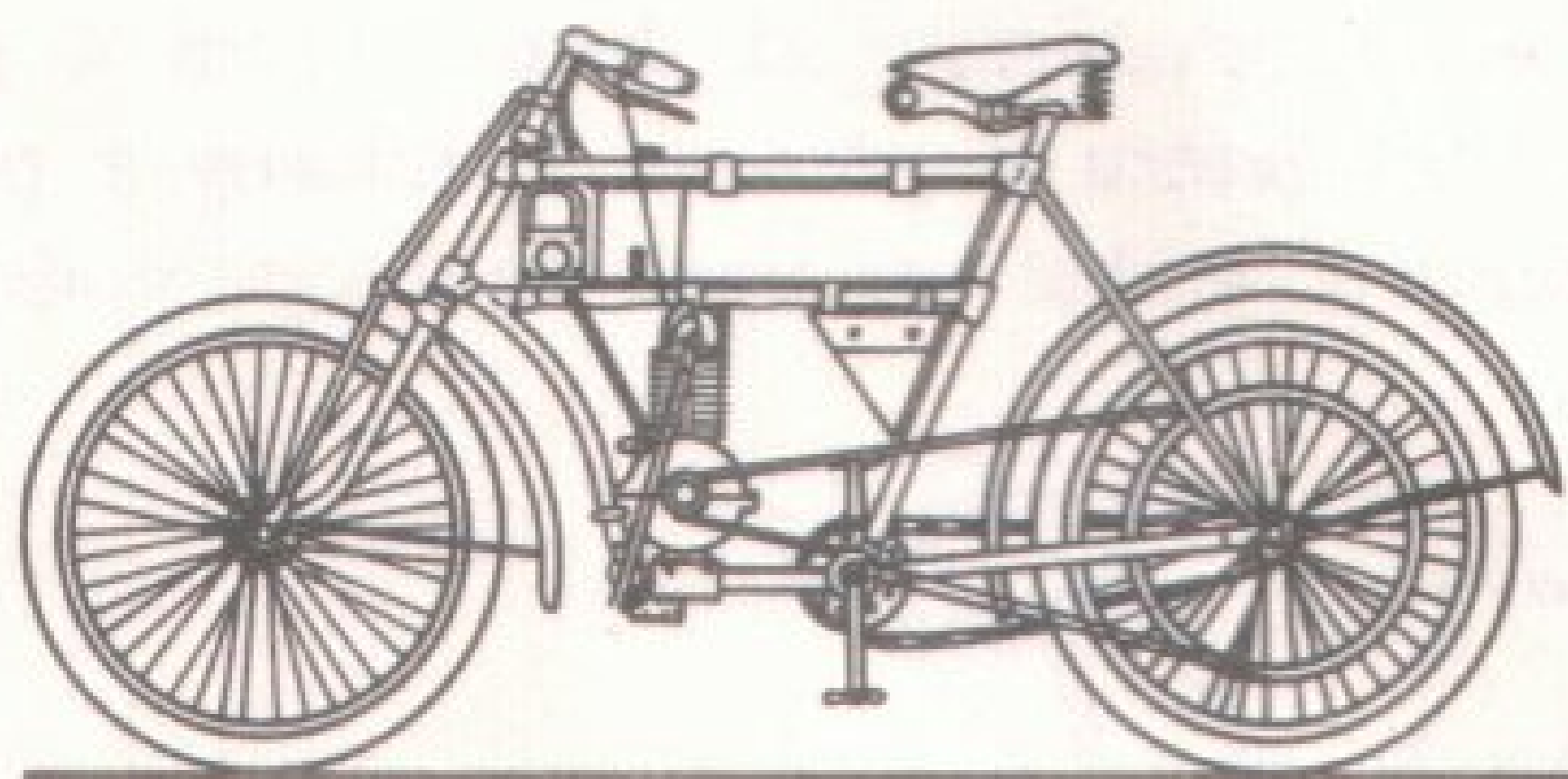


s plochým řemenem i způsob rozjíždění a zastavování stroje jsou nejlépe zachyceny v beletristicky zpracovaných vzpomínkách prvních jezdců. Pohodlí jízdy odpovídalo tehdejšímu stavu vozovek a zcela neodpruženému šasi.

Významný přínos k pokroku znamenaly i české motocykly Laurin a Klement, stavěné v Mladé Boleslavi. První prototyp motocyklu z roku 1898 měl motor před hlavou rámu a pohon plochým řemenem na přední kolo. Další model, postavený ještě v témž roce, měl již motor ve středu zesíleného velocipédového rámu a řemenem poháněné zadní kolo. Velkou předností bylo v té době neobvyklé dynamomagnetické zapalování.



První prototyp motocyklu Laurin a Klement, postavený podle francouzského vzoru



Klasický a úspěšný model Laurin a Klement z roku 1898

V prvních letech dvacátého století vynikaly motocykly Laurin a Klement vysokou technickou úrovní a solidností dílenského zpracování. Byly dosaženy první, tehdy významné sportovní úspěchy s jednoválcovými a dvouválcovými vidlicovými motory a dobře se rozvíjel i vývoz např. až do Velké Británie. Po roce 1910 byla však výroba motocyklů v Mladé Boleslavi omezena a vývojové i výrobní úsilí bylo soustředěno na rozvoj produkce automobilů.

Období po první světové válce přineslo nadvládu britského motocyklového průmyslu nad ostatní konkurencí. Charakteristický pro tuto dobu je čtyřdobý jednoválcový motor s postranními ventily, primární převod nekrytým řetězem na samostatnou dvoustupňovou nebo třístupňovou převodovku a převod sekundárním řetězem na zadní kolo. Základem šasi byl většinou poměrně tuhý trubkový rám s odpruženým předním a pevně uloženým zadním kolem. Rozhodující vliv na celkovou technickou úroveň nebo někdy i použitelnost motocyklu mělo tehdy příslušenství, a to hlavně pneumatiky, zapalování a karburátor.

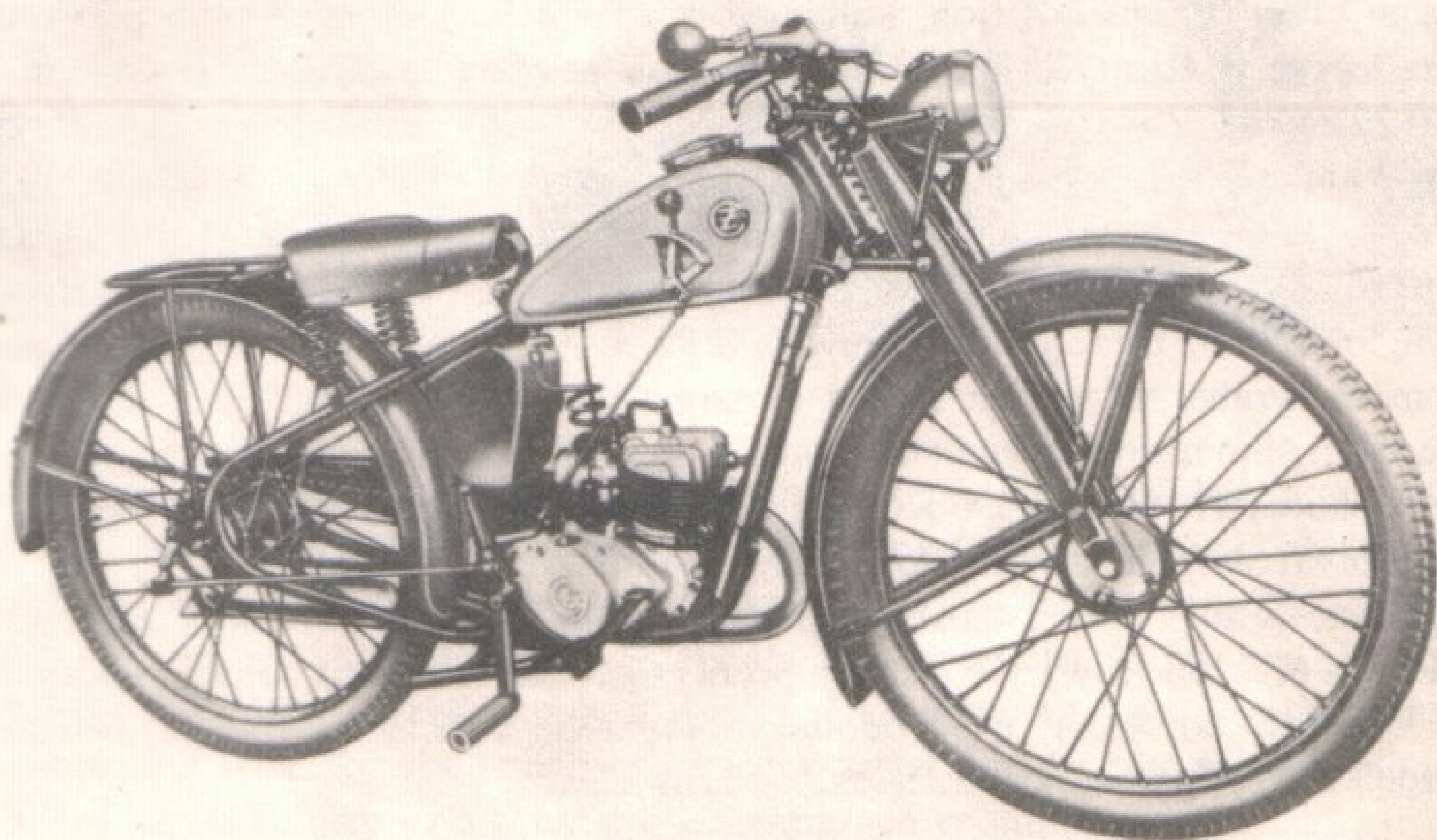
Nevšední koncepci měly britské motocykly značky Scott, které používaly dvouválcový dvoudobý vodou chlazený motor.

Silná konkurence pro britské motocykly vznikla v USA v podobě drahých, avšak tenkrát velmi moderních a spolehlivých velkoobjemových motocyklů značek Indian a Harley-Davidson. Nejpopulárnější byly americké spodové vidlicové dvouválce s objemem od 600 do 1 200 cm<sup>3</sup>, které byly vhodné i pro připojení sajdkáru.

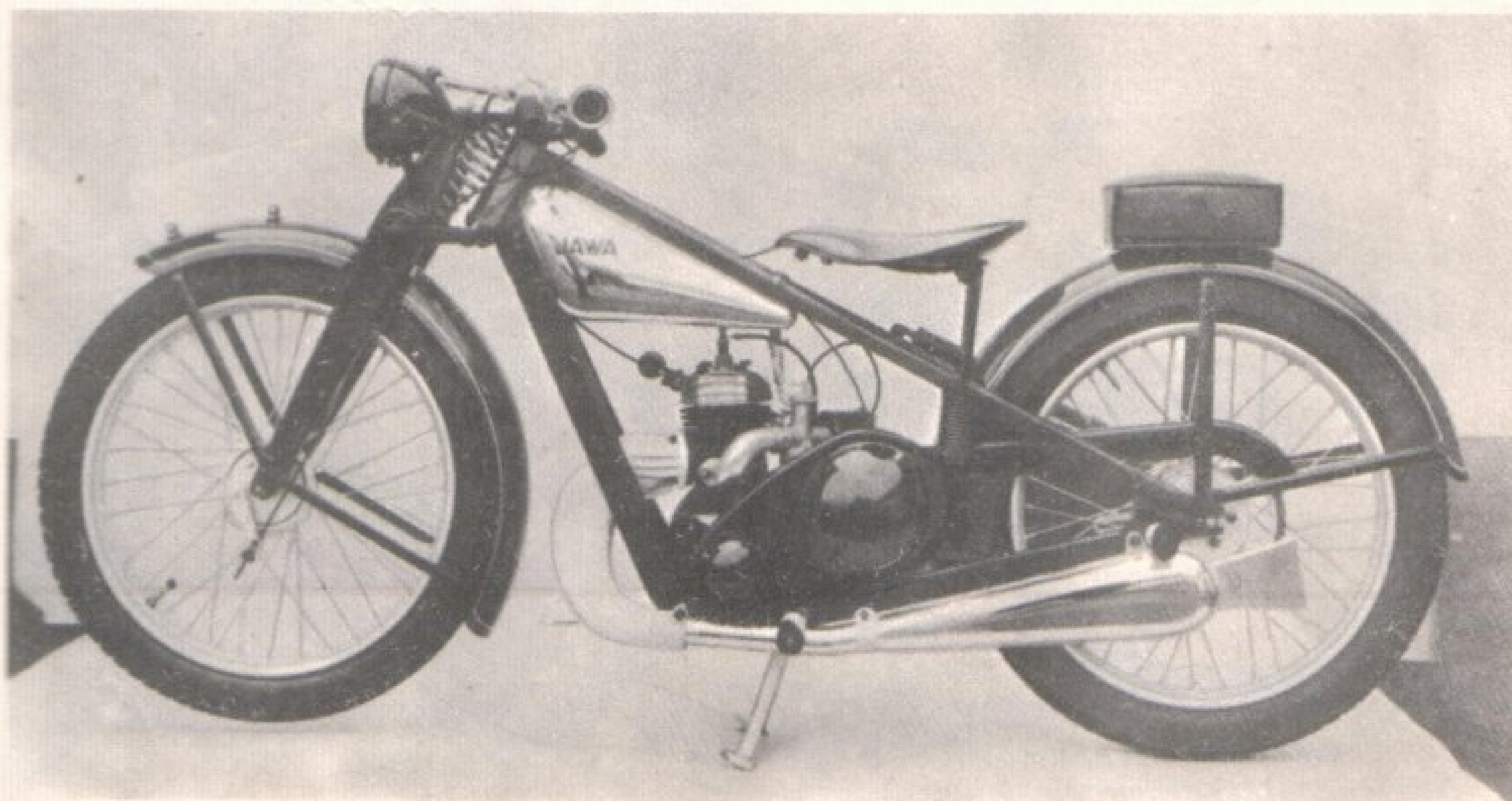
Průmyslově významná výroba dvoudobých motocyklů se rozvíjí v Německu po skončení světové hospodářské krize a je spojena se značkou DKW. V Zschopau



vyrobili první dvoudobý motocykl DKW v roce 1920 a o 17 let později již prodali celkem 414 000 motocyklů. Motocykly DKW, vesměs s dvoudobými motory, přinesly řadu nových pokrokových i zajímavých prvků. Podle patentu Dr. Schnürleho bylo například zavedeno vratné vyplachování s plochým pístem, závodní motory DKW měly přeplňování pístovým dmýchadlem a motocykly této značky dosáhly značných úspěchů.



Výrobě motocyklů ve Strakonicih předcházela výroba ozubených kol. Na obr. předválečný typ ČZ 100



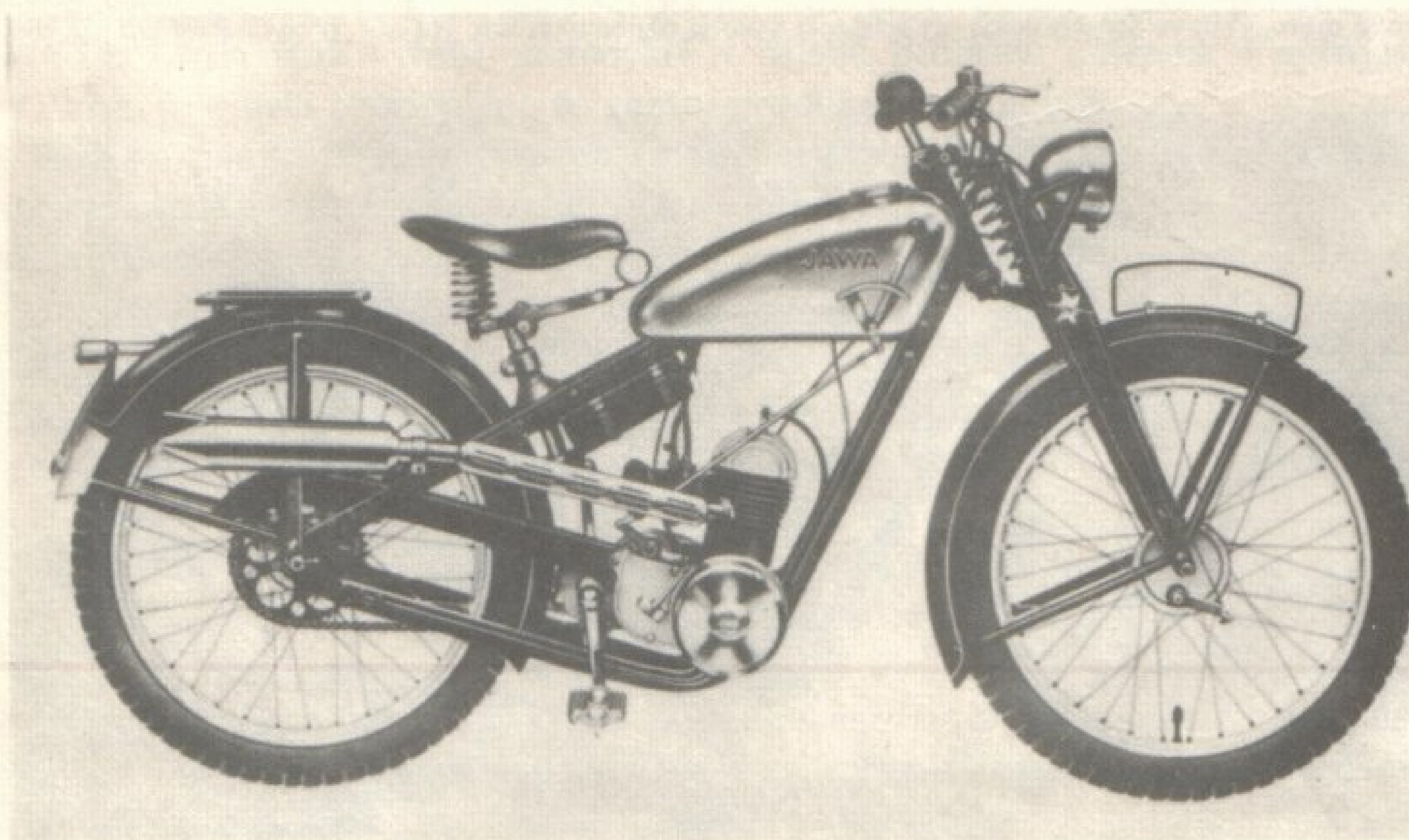
Úspěšná Jawa 175 z roku 1932



Levný dvoudobý motor prokazuje již před druhou světovou válkou řadu svých výhod a uplatňuje se na motorových kolech, která ve většině evropských zemí byla proti nákladnějším motocyklům podstatně administrativně i daňově zvýhodněna. Největší rozmach dosáhla výroba pomocných motorů Fichtel & Sachs s objemem  $98\text{ cm}^3$  v bloku s jednoduchou dvoustupňovou převodovkou; někteří čtenáři se ještě možná pamatují na tyto motory, hojně používané až donedávna i u nás v šasi různých značek, např. Premier z Chebu.

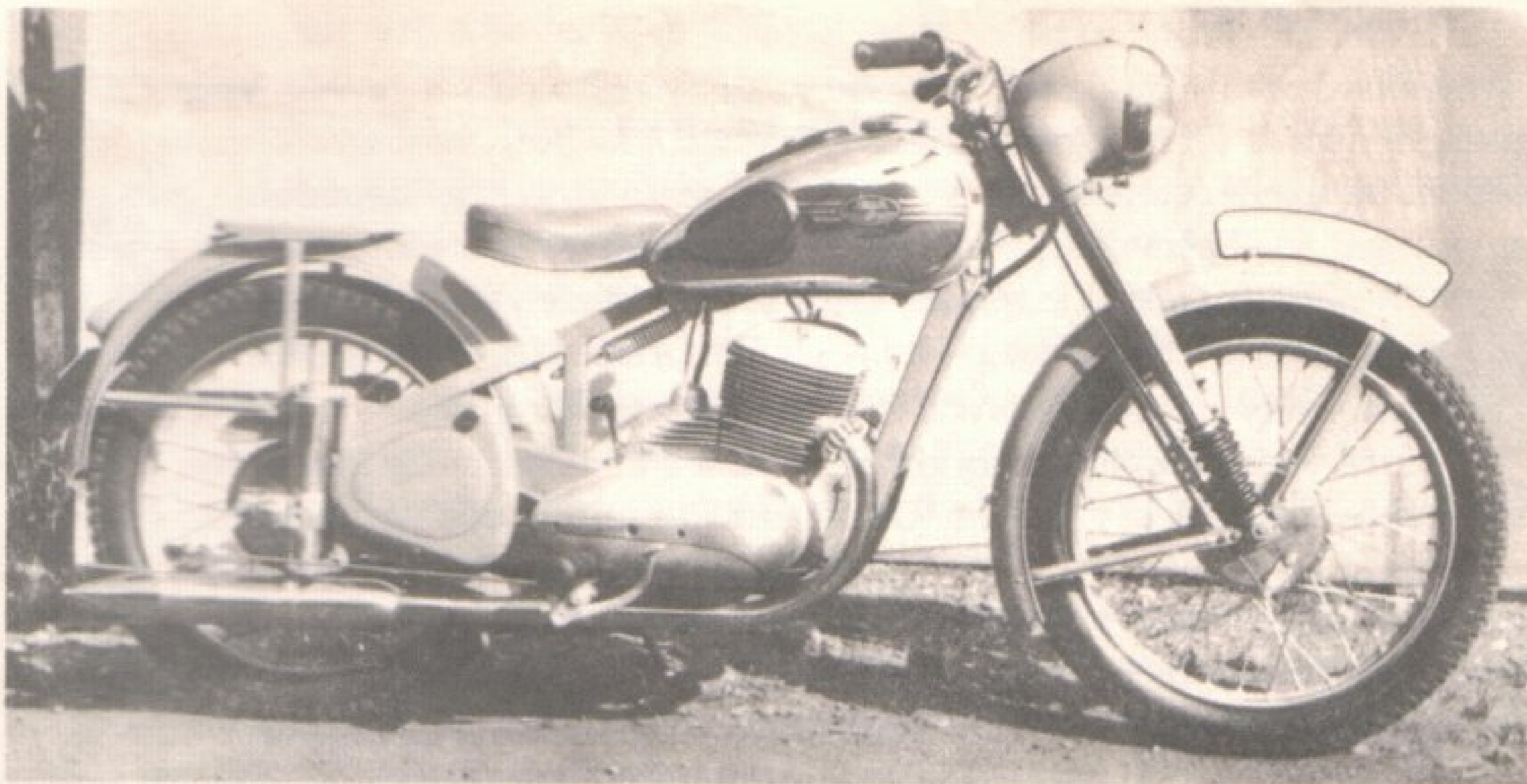
Stavbou motocyklů v Československu se ve dvacátých letech zabývalo několik menších firem (Premier, Orion, Ikar), avšak rozvoj čs. motocyklového průmyslu začíná teprve ve třicátých letech a je spojen se značkou Jawa. Prvním krokem je v r. 1929 nákup licence motocyklů  $500\text{ cm}^3$  pro Zbrojovku Ing. Fr. Janeček od firmy Wanderer a z prvních slabik obou jmen vzniká značka Jawa. V roce 1932 vyjíždějí však již z pražské továrny motocykly Jawa 175 nejprve s britským motorem Villiers a brzy pak zcela původní konstrukce. Jednoduchý stroj s dvoudobým motorem, třístupňovou převodovkou a typickou nádrží umístěnou pod rámem se vyráběl ve větších sériích a znamenal úplný převrat, neboť motocykl podle tehdejšího názoru vyžadoval motor o objemu  $500\text{ cm}^3$  a pro sajdkár nejméně sedmsetpadesátku. Cena 4 650 Kč byla tehdy příjemným překvapením a Jawa 175 byla jediným alespoň částečně dostupným motorovým vozidlem.

Úspěšné jsou později i další stroje této značky — modernizovaná Jawa 175, Jawa 250 a čtyřdobé Jawy 350 a na trh pronikají i dvoudobé strakonické motocykly ČZ s objemem od  $76\text{ cm}^3$  u původního motorového kola až k dvouválci  $500\text{ cm}^3$  a později i dvěstěpadesátky strašnické továrny Ogar.



Lehký Jawa Robot





Slavná Jawa 250 dostala pojmenování „pérák“

Technicky nejzajímavějším motocyklem předválečné produkce je populární Jawa Robot. Dvoudobý motor  $98\text{ cm}^3$  byl v bloku s třístupňovou převodovkou a v zadní části monoblokového uspořádání byl uložen hřídel šlapadel, kterými se přes volnoběžku spouštěl motor. Šlapadly byl teoreticky, nebo přesněji řečeno předpisově možný i nouzový pohon vozidla, čímž splňoval Jawa Robot podmínky motorového kola. Výrobně neobyčejně jednoduchý a lehký rám byl sešroubovaný z několika základních uzlů a lisovaných ohnutých profilů U.



Úspěšný jednoválcový dvoudobý motor Jawa 250 se stává na dlouhou dobu základem pro stavbu mnoha motocyklů různých typů. Na obr. úspěšná terénní dvěstěpadesátka



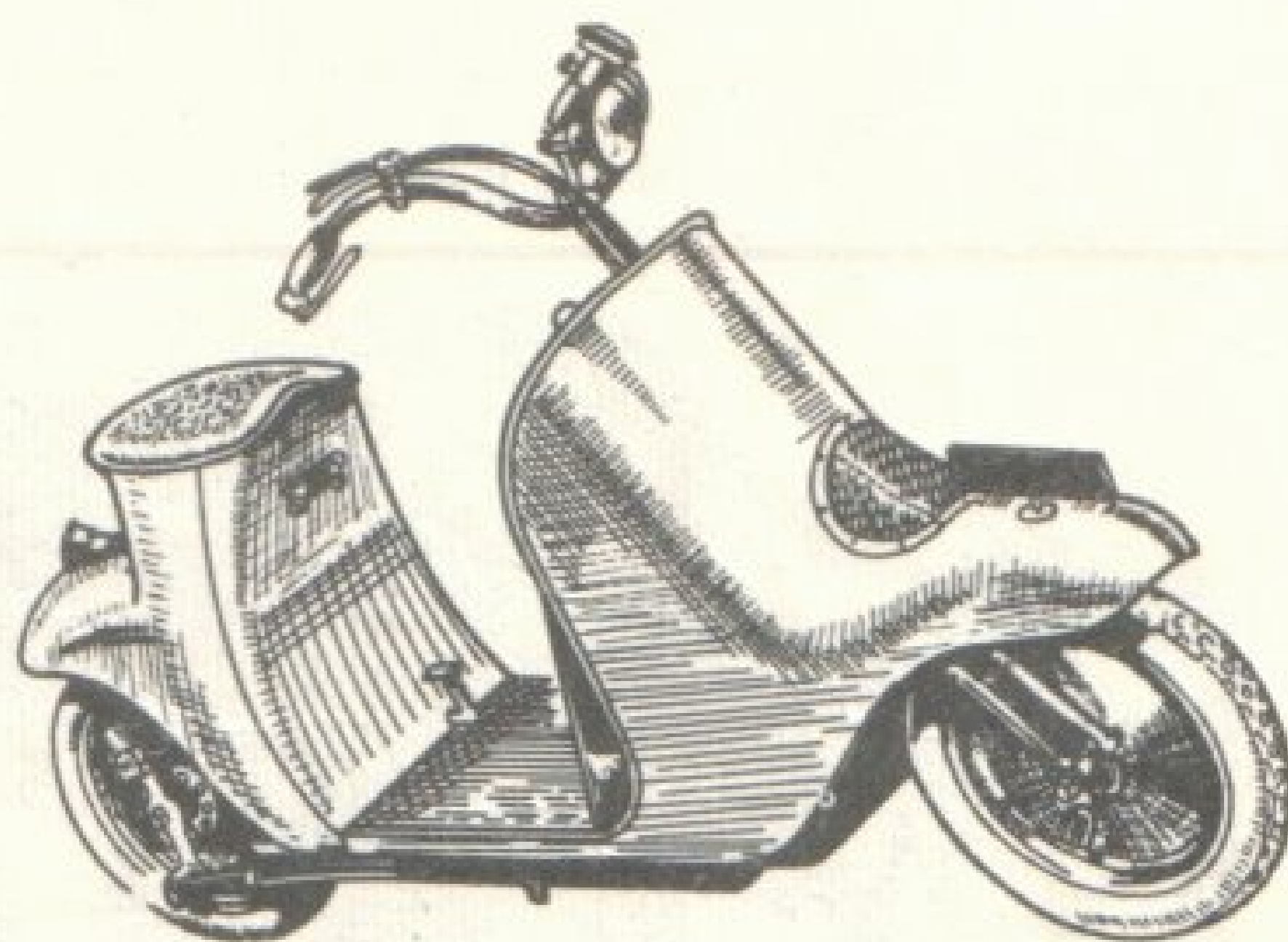
Období po druhé světové válce přináší další celosvětový rozvoj konstrukce dvoudobých motocyklů, v jehož čele je nová koncepce Jawa 250, známější pod názvem „pérák“. Na rozdíl od dřívější vnější členitosti motocyklů má nový typ oválně zaoblené ucelené tvary motoru i šasi. Motor je dvoudobý jednoválec s vratným vyplachováním, zakrytým karburátorem a dynamoakumulátorovým zapalováním. Novinkou je spojka, která se samočinně vypíná při řazení, a moderní je i čtyřstupňová převodovka v bloku s motorem. Uzavřený trubkový rám je ze čtyřhranných profilů a má vpředu teleskopickou vidlici a vzadu kluzákové pérování.

Výroba dvoudobých motocyklů se rozbíhá v mnoha zemích a uplatňují se i nové pokrokové myšlenky. V NSR u DKW vznikají kromě cestovních motocyklů i silniční závodní stroje, z nichž nejzajímavější je tříválec s dvěma svislými a středním ležícím válcem; další firma NSR představuje typ Victoria Swing s tlačítkovým elektromagnetickým řazením. V NDR byly poprvé postaveny dvoudobé motory s lehkým tenkým kotoučovým šoupátkem v ose klikového hřídele a později je vyrobena i úspěšná závodní dvouválcová řadová dvěstěpadesátka s dvěma šoupátky na vnějších stranách motoru a s odběrem točivého momentu uprostřed.

V poválečné době dochází i k bouřlivému rozvoji strojů nově vzniklé objemové třídy do 50 cm<sup>3</sup> a podle různých předpisů jednotlivých států jsou to buď motorová kola, kola s pomocným motorkem, mopedy, nebo maloobjemové motocykly.



K nejlevnějším a nejjednodušším typům jednostopých motorových vozidel patří Velosolex



Britský skútr Unibus z roku 1920 předešel svou koncepcí světový vývoj

I tyto stroje přinášejí nové a velmi zajímavé konstrukce, jako jsou samočinné odstředivé spojky a různá pojetí celkové koncepce. Za zmínku stojí francouzské uspořádání Velosolex, kde motor je uchycen před hlavou rámu a pohání vroubkovaným ocelovým třecím válečkem pneumatiku předního kola. K plynulému rozjezdu slouží samočinná odstředivá spojka; k dlouhodobému přerušení pohonu motoru se celý motor i s nádrží zvláštní pákou nadzvedne. O technologické jednoduchosti svědčí i letmo uložený ojnicí čep.

Snaha po ochraně jezdce před odstříkující vodou a blátem a částečně i proti chladu je velmi stará, avšak k skutečnému rozvoji skútrů dochází až v padesátých letech, a to především v Itálii. I s výrobou skútrů se rodí nové, dříve neobvyklé konstrukce, jako jsou letmé uložení kol, dělené ráfky, uložení náhradního kola, řazení zvláštní rukojetí, postranní uložení motoru a mnohé další.

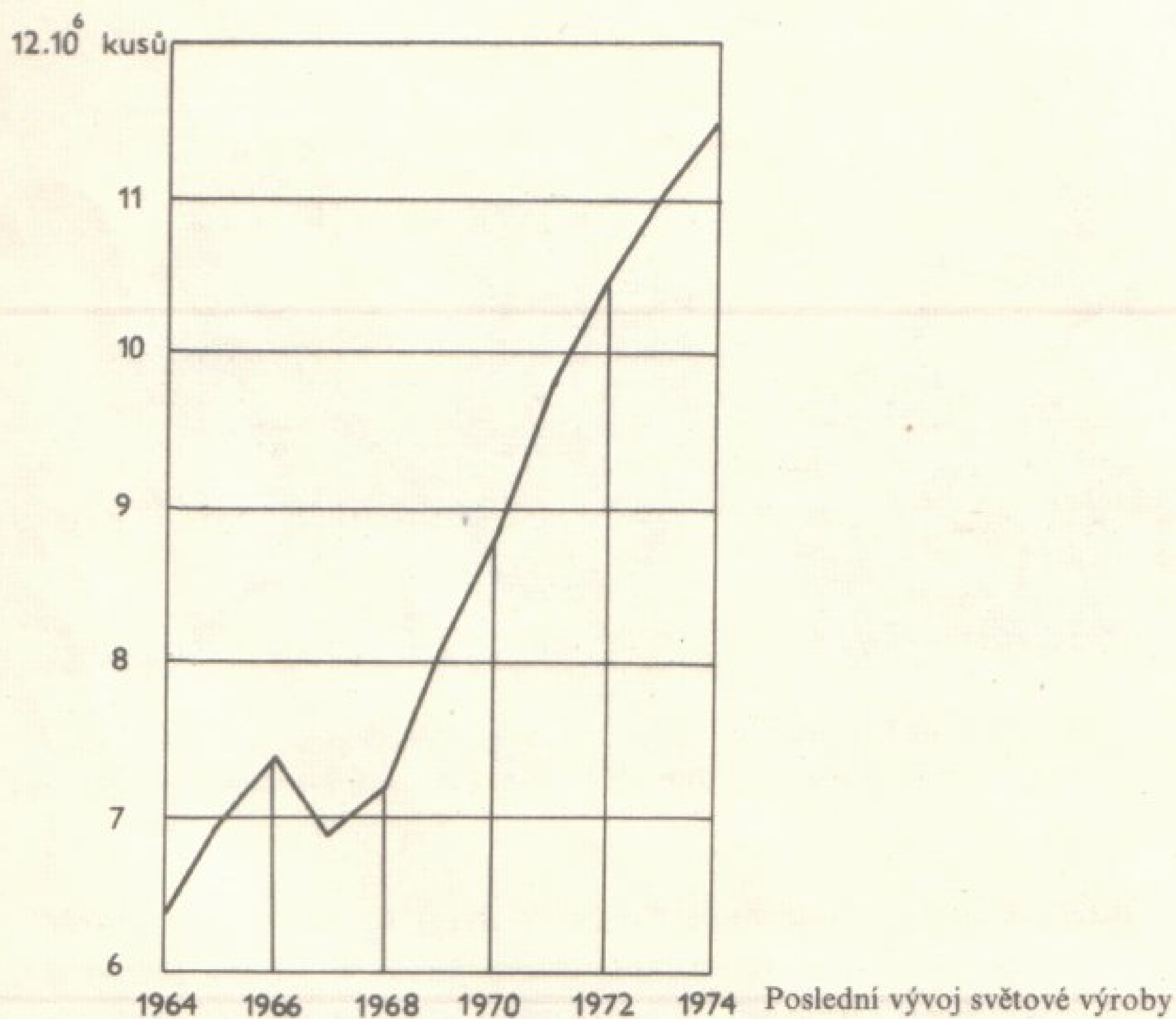
K největší změně v pohledu na dvoudobý motocyklový motor dochází v šedesátých letech. Soustavným sledováním a vývojem spalování, plnění, přepouštění, ale hlavně studiem a úpravou výfukového potrubí u dvoudobých motorů se dosáhlo vyšších měrných výkonů než u čtyřdobých. Praktický výsledek se projevil ihned na sportovním poli, kdy s výjimkou plochých drah postupně ovládají dvoudobé stroje všechna odvětví motocyklového sportu.

Technické novinky poslední doby přicházející z Japonska — nové motocyklové velmoci ve výrobě, výzkumu i vývoji motocyklů — budou spolu s řešením moderních problémů, jako je omezení hluku, vibrací a zneškodňování výfukových plynů, uvedeny v rámci jednotlivých dalších částí knihy.



## 2. VÝROBA MOTOCYKLŮ VE SVĚTĚ

Světová produkce motocyklů neměla do konce první světové války vcelku žádný hospodářský význam. V období mezi dvěma válkami se mnohem rychleji rozrůstal počet automobilů než motocyklů; motocykl byl ještě příliš drahý jako levný dopravní prostředek a málo dokonalý pro masovější sport. Největší konjunktura motocyklového průmyslu nastala po 2. světové válce. Většina evropských zemí, a to nejen v oblasti příznivých klimatických podmínek, poskytovala výrobcům motocyklů široké trhy. Mladí lidé toužili po vlastním motorovém vozidle a automobil byl pro většinu z nich obtížně dostupný. V této době je zájem o účelné spolehlivé cestovní motocykly středních a nižších objemových tříd a poptávka je i po motorových kolech a různých typech maloobjemových motocyklů. Vzniká a prudce se rozvíjí výroba skútrů a objevují se i předpovědi, že skútr je nástupcem motocyklu.

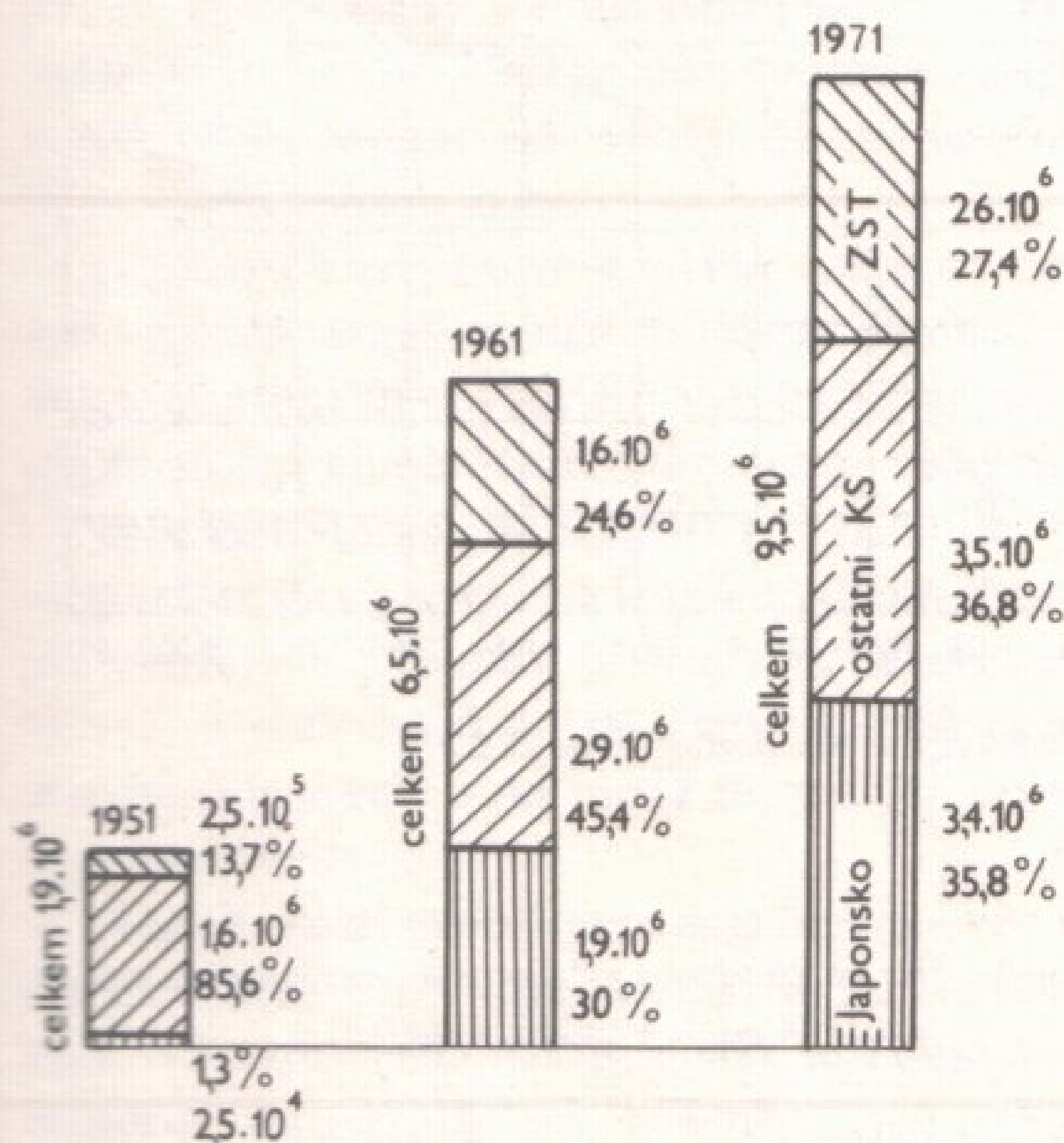


V polovině šedesátých let nastává určitá stagnace odbytu a došlo dokonce i k nepatrnému poklesu světové výroby. A právě z tohoto, i když velmi neznatelného poklesu usuzovali různí experti na blížící se konec motocyklové éry.



Motocykl však našel zejména v USA nové uplatnění jako nástroj sportovního využití a doplněk automobilu a krize v odbytu byla brzo překonána. Současně nastává změna skladby motocyklového sortimentu ve světě. Rozvíjí se výroba sportovních motocyklů i efektních velkoobjemových motocyklů na úkor přísně užitkových cestovních strojů a skútrů.

Nová motocyklová konjunktura je sice mírnější než v poválečných letech, ale o to stabilnější.



Podíl Japonska a ZST na světové výrobě jednostopých motorových vozidel vzrůstá na úkor produkce tradičních motocyklových zemí

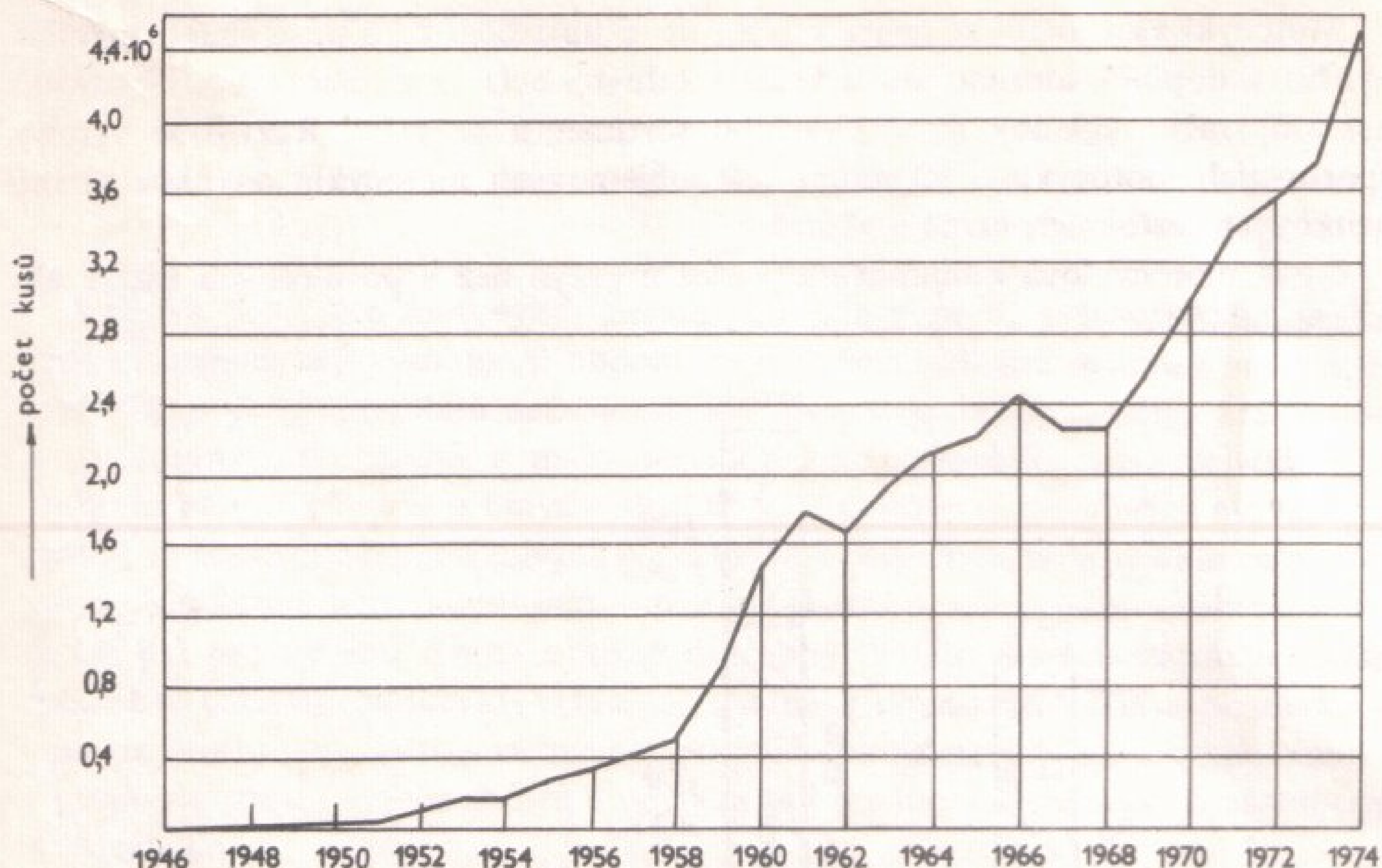
Na rozvoji výroby jednostopých motorových vozidel v šedesátých letech již nemají podíl klasické země motocyklové historie, tj. Velká Británie, Itálie, Spojené státy, NSR a Francie, ale přesun nastává ve prospěch Japonska a zemí socialistického tábora. Japonští výrobci začali získávat zahraniční trhy právě v době určité stagnace a nerozhodnosti v Evropě. Pomocí sportovních úspěchů získali svým strojům jméno a za poměrně přijatelné ceny nabízejí výkonné a rychlé motocykly, pro které zároveň budují rozsáhlé servisní síť.

Kromě evropských a amerických trhů usilují japonské továrny i o odbyt do rozvojových zemí, kde teprve další růst životní úrovně umožní širší rozvoj motocyklu jako běžného dopravního prostředku.

Různorodá skladba zájemců a trhů vyžaduje široký a pestrý sortiment nabízených strojů. Nabídka čtyř největších japonských firem — Honda, Yamaha, Suzuki a Kawasaki — začíná u padesátek a končí u čtyřválcových supermotocyklů s objemem od 750 do 1 000 cm<sup>3</sup>. Další nabídku tvoří terénní, soutěžní a silniční závodní motocykly.

V současné době se v Japonsku vyrábí více než 200 typů jednostopých motorových vozidel; rozdělení podle objemových tříd uvádí tabulka 1.





Vývoj japonské výroby začíná v roce 1949 s 219 kusy, o rok později je to již 2 010

Tab. 1.

Japonská výroba jednoštopých motorových vozidel  
v r. 1974 podle objemových tříd

Japonská výroba jednoštopých motorových vozidel  
v r. 1974 podle výrobních značek

celkem:	4 509 420 ks
z toho: do 50 cm <sup>3</sup>	1 100 318 ks
51 až 125 cm <sup>3</sup>	2 163 621 ks
126 až 250 cm <sup>3</sup>	512 960 ks
přes 250 cm <sup>3</sup>	732 521 ks

celkem:	4 509 420 ks
z toho: Honda	2 132 902 ks
Yamaha	1 164 886 ks
Suzuki	839 741 ks
Kawasaki	354 617 ks
ostatní	17 276 ks

Naftová krize v letech 1973 a 1974 otřásla automobilovým průmyslem ve většině zemí; nastal celosvětový pokles výroby automobilů se všemi nepříjemnými důsledky, jako je propouštění zaměstnanců, omezení pracovního týdne na tři dny a podobně. K trvalejším následkům naftové krize patří vzrůst cen ropy, který vyvolal i zdražení finálních výrobků z ropy včetně benzínu. Dražší benzín se projevil snížením zájmu o velkoobjemové a provozně neekonomické typy vozů, které se stávají obtížně prodejné i v USA.

Je rozhodně zajímavé, že odbyt motocyklů nebyl benzínovou krizí narušen. Po vyprodání všech zásob jízdních kol, která se stala šlágrelem a někdy i nutností na konci roku 1973 (v NSR, Holandsku a dalších státech), kdy byl v řadě zemí zcela zakázán nedělní provoz všech motorových vozidel, dochází i k prudkému zvýšení prodeje levnějších motocyklů středních a nižších objemových tříd.



Větší hrozbou než nedostatek a vzrůst cen pohonných hmot je pro rozvoj jednostopých motorových vozidel celosvětová snaha a zavádění nových velmi přísných předpisů a opatření v souvislosti s úsilím po ozdravení životního prostředí ve světě. Motocyklů se konkrétně dotýkají zaváděná i připravovaná omezení v následujících oblastech: zvýšení bezpečnosti provozu, snižování hluku, omezování vibrací a zneškodňování výfukových plynů.

V oboru zvyšování bezpečnosti nejsou u motocyklů kromě povinného nošení přileb předpoklady ke zvýšení pasívní bezpečnosti jako u nových moderních automobilů. Aktivní bezpečnost může být zlepšena jízdními vlastnostmi a vývojem brzd, avšak rozhodující vliv má nepopulární omezování rychlosti a především bezpečnější způsob jízdy.

Omezení hlučnosti motocyklů, které se v poslední době zavádí i u speciálních sportovních a závodních strojů, neznamena pro rozvoj motocyklové produkce vážnější problém. Vývoj ani výroba účinného tlumiče výfuku a sání není obtížná, stejně jako je poměrně snadné omezení mechanických hluků vycházejících z motoru.

Problém vibrací se projevil s rozšířením vysokootáčkových motorů sportovní charakteristiky a s lékařským sledováním škodlivosti vibrací u motorových ručních pil, sbíječek a podobných strojů na zdraví člověka. Způsoby podstatného snížení vibrací u motocyklů, které budou v dalších částech podrobně uvedeny, jsou konstruktérům známy a postupně se zavádějí do výroby bez citelného zvýšení výrobní a prodejní ceny.

Nejvážnějším problémem dalšího rozvoje všech jednostopých motorových vozidel jsou však připravovaná omezení ke zneškodňování výfukových plynů. V některých světových velkoměstech, jako je Tokio nebo Los Angeles, je znečištění ovzduší motorovými vozidly tak značné, že je vyhlášen někdy i smogový poplach, a proto nás nesmí překvapit, že současná situace se řeší nekompromisně a k výrobcům automobilů a především motocyklů i dosti tvrdě. Škodlivost výfukových plynů pomáhá snížit benzín s minimálním množstvím olova a bezvadně seřízený motor, pracující s chudší směsí a popřípadě další konstrukční opatření až po dodatečnou úpravu a okysličování plynů vycházejících z motoru ve složitém speciálním zařízení.

Hmotnost, rozměry ani cena dosud vyvinutých zařízení na zneškodňování výfukových plynů u automobilů zatím neumožňují jejich uplatnění na motocyklu, a proto v mnoha zkušebnách motocyklových výrobců intenzívně hledají nové možnosti splnění přísných předpisů. Výsledky dosažené i u nás jsou velmi nadějně a dokazují, že moderně řešený dvoudobý motor je pro budoucnost perspektivní.

Současná celosvětová výroba všech jednostopých motorových vozidel je necelých 12 milionů kusů (údaj za rok 1974), přičemž více než polovinu jednotek tvoří různorodá směs strojů objemové třídy do 50 cm<sup>3</sup>. Motocykly objemových tříd do 100 a 125 cm<sup>3</sup> pocházejí především z Japonska a počet vyrobených strojů v těchto třídách dosahuje hodnoty téměř 2,5 milionu. Na výrobě ve vyšších objemových třídách se již rovnoměrně podílejí i ostatní výrobní země a významný je i podíl socialistických států, který v těchto třídách je přes 40 % světové produkce.



Výroba skútrů již svým objemem nijak podstatně světový trend jednostopých motorových vozidel neovlivňuje, neboť nedosahuje ani 0,3 miliónu kusů (údaj 1974).

Perspektivy světové výroby podle odhadu různých znalců z oboru techniky, ekonomiky i sociologie se od sebe dosti liší, avšak společným prvkem zůstává skutečnost, že motocykl ve světě má a bude mít plné oprávnění své existence. Přeneseme-li se svým pohledem ze stísněných prostorů Evropy do ohromných území ostatního světa a sledujeme-li i vývoj v rozsáhlých oblastech rozvojových zemí, dojdeme k názoru, že současný vzrůst celosvětové produkce není jistě jen přechodným jevem.



### 3. ROZDĚLENÍ MOTOCYKLŮ

Hlavním kritériem pro následující rozdělení motocyklů do jednotlivých skupin je účel, k jakému byl stroj postaven, a teprve druhým hlediskem je zdvihový objem motoru.

#### *Cestovní motocykly*

Základním a nejrozšířenějším typem jednostopého motorového vozidla je cestovní motocykl, který musí splňovat všechny podmínky provozu na veřejných cestách. Cestovní motocykl dnes nejprve projde konstrukčním vývojem a důkladnými zkouškami funkčních vzorků a prototypů. Teprve potom se vyrábí vždy ve větších počtech kusů, je určen pro běžný způsob prodeje a jeho cena je dostupná širšímu okruhu zájemců. Cestovní motocykl je určen především pro bezprašné silnice, městský provoz a jízdu po polních a lesních cestách, avšak většinou umožňuje i průjezd lehčím terénem. Moderní cestovní motocykl musí však splňovat řadu dalších podmínek.

První, dnes již samozřejmou podmínkou úspěšnosti cestovního motocyklu je jeho funkční spolehlivost a nenáročnost v běžné údržbě; pro větší opravy musí mít výrobce servisní síť zástupců a opraven, vybavenou náhradními díly. V poslední době si již většina motocyklistů neopravuje ani svépomocným způsobem nevyrábí součásti, ale žádá nové původní náhradní díly. Menší důraz se dnes již klade na životnost motocyklu, neboť v celosvětovém průměru cestovní motocykl ujede asi 5 000 km ročně a větší vliv má stárnutí typu než vlastní opotřebení. Na druhé straně má často rozhodující význam při jeho nákupu moderní a esteticky sladěný vnější vzhled spolu s vysokými technickými parametry, i když je většina uživatelů nebude využívat.

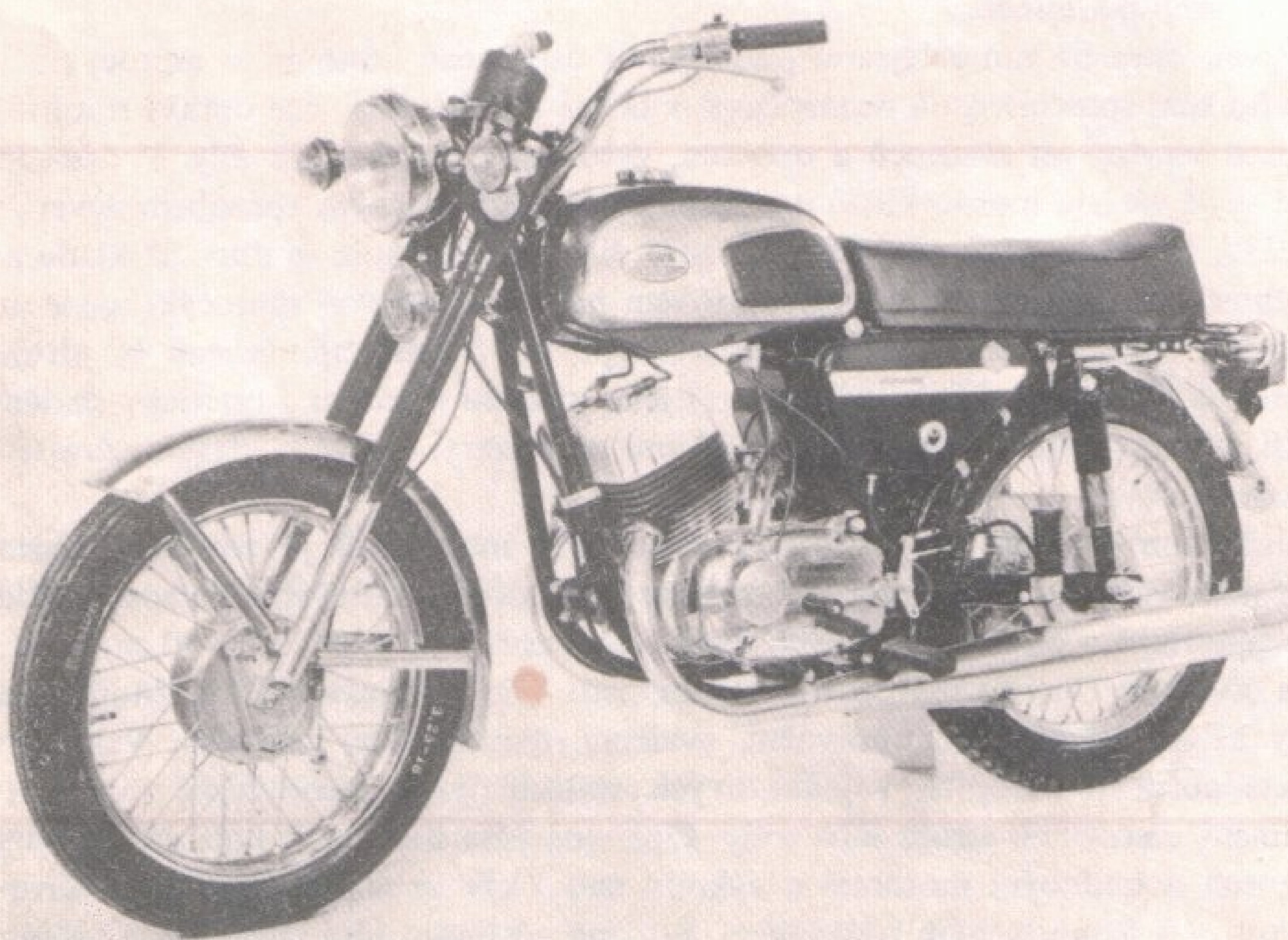
Určujícím prvkem pro rozdělení cestovních motocyklů je zdvihový objem válce nebo válců, podle kterého zařazujeme stroje do jednotlivých objemových tříd.

Nejpestřejší a podle vyrobených kusů i nejrozšířenější je třída do 50 cm<sup>3</sup>. Tato třída obsahuje všechna motorová kola, mopedy i jiné stroje, které umožňují různé úlevy ať již v řidičském oprávnění, evidenci, daních nebo pojištění. Vzhledem k nejednotnosti předpisů v jednotlivých státech vznikl neobyčejně rozmanitý sortiment cestovních strojů této třídy. Oblíbená jsou motorová kola se šlapadly, vybavená dvoudobým motorem o výkonu nad 1 kW se samočinnou odstředivou spojkou a s jednoduchým ovládáním; šasi má většinou odpružené pouze přední kolo. Samostatné pomocné motorky, dříve často montované na neupravené jízdní kolo, již zanikly.



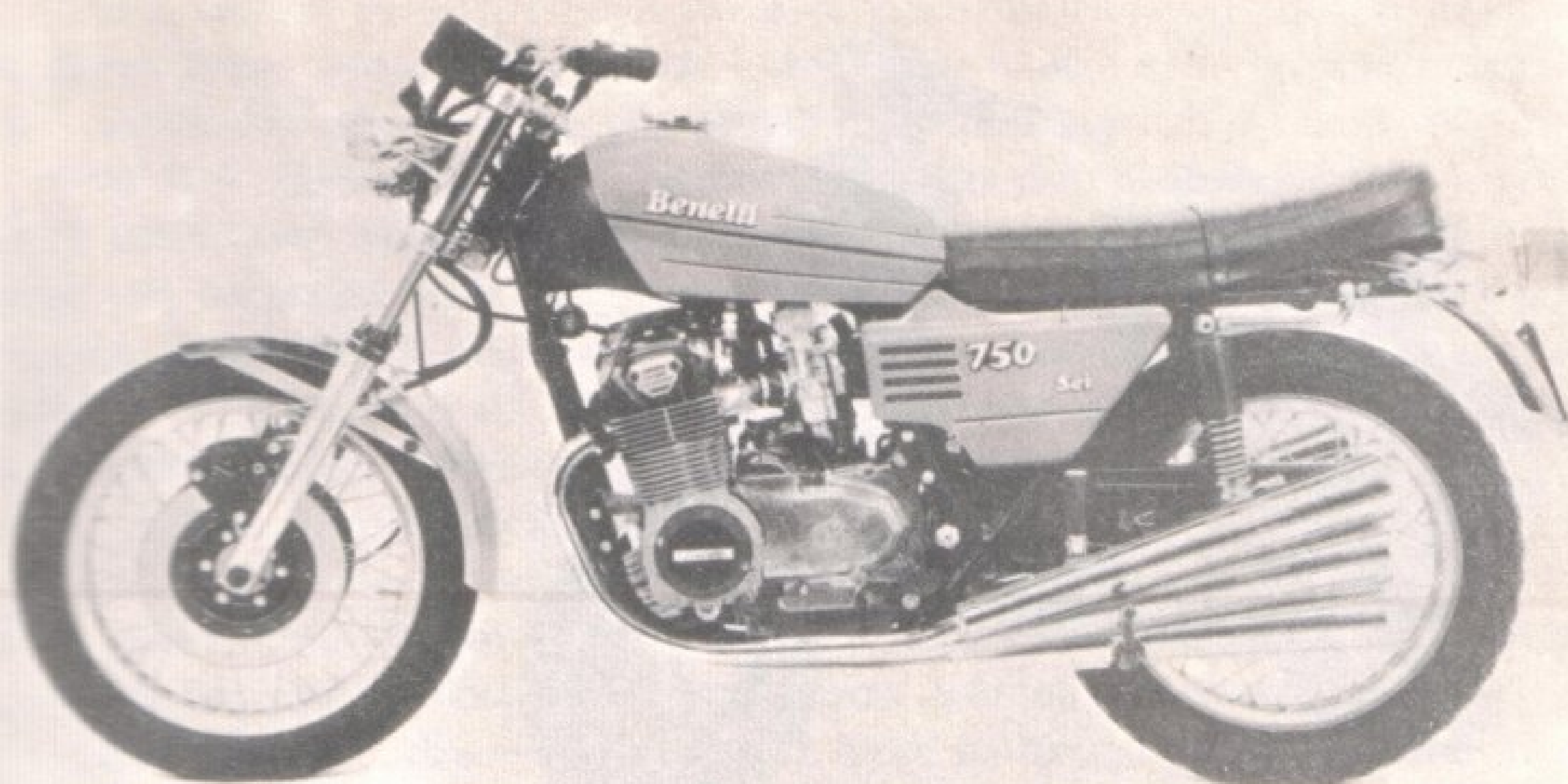


K jednostopým motorovým vozidlům nejnižší třídy patří i Vespa Ciao



Jawa 350 — typ 634 je typickým příkladem cestovního motocyklu střední třídy s nejvyšší užitkovostí





Šestiválec Benelli 750 je představitelem populární třídy drahých exkluzivních motocyklů

U cestovních motocyklů nižších objemových tříd od 75 do 175 cm<sup>3</sup> převládají jednoválcové dvoudobé motory; dvouválce přicházejí převážně z Japonska.

Střední třídy do 250 a 350 cm<sup>3</sup> se obvykle vyznačují dvoudobými dvouválci s válci vedle sebe, i když jiných úspěšných konstrukčních řešení je velmi mnoho. Rozšířené jsou dvouválcové a čtyřválcové motory značky Honda, řadové dvoudobé tříválce Kawasaki i různé dvoudobé i čtyřdobé jednoválce a vidlicové dvouválce.

U drahých velkoobjemových cestovních motocyklů převládají čtyřdobé dvouválcové až šestiválcové motory, i když také v těchto třídách jsou dvoudobé tříválce a čtyřválce úspěšné.

### Skútry

Skútr vznikl z myšlenky vytvořit levné a obratné jednostopé vozidlo pro městský provoz a krátké cesty, které by alespoň zčásti nahrazovalo pohodlí automobilu. Skútr musí poskytovat ochranu proti stříkajícímu blátu i vodě, musí umožnit ženám estetické nasedání i jízdu v sukních a dámských střevíčkách, dále musí mít nosič nebo prostor pro snadné umístění zavazadel a nakonec by měl chránit alespoň částečně jezdce před nepohodou. Nikoli nutnou podmínkou, ale předností mnoha skútrů všech objemových tříd je elektrický spouštěč a kompletní náhradní kolo spolu se snadno vyměnitelnými letmo uloženými oběma koly.

Souhrn všech uvedených požadavků je tedy značný a jejich splnění je pro konstruktéry i výrobce skútrů velmi obtížné, zejména pokud se týká ochrany jezdce proti chladu a dešti. To je též hlavní důvod, proč se prodej skútrů nerozeběhl podle dřívějších předpokladů a proč je stále více evropských a světových velkoměst přeplněno automobily.





Rozvoj skútrů je spojen s italskými značkami Lambretta a Vespa —  
na obrázku skútr Vespa Sprint 180

Skútry mají převážně dvoudobý jednoválcový motor s objemem od 50 do 250 cm<sup>3</sup>; nejoblíbenější jsou zde motory od 125 do 200 cm<sup>3</sup>. Motor vytváří nejčastěji s převodovkou a skříní sekundárního převodu kompaktní blok umístěný před zadním kolem a po jeho straně. Chlazení motoru je obvykle větrákem, předností je samočinná odstředivá spojka a z řídítek snadno ovladatelná převodovka. Sekundární převod bývá ozubenými koly se šikmými zuby nebo obvyklým válečkovým řetězem.

Rám vozidla nahrazuje zpravidla samonosná karosérie vyliisovaná a svařená z ocelových plechů. Přední vidlice vychází stavebně výhodně jako kyvná, zadní kývačku vytváří často i motorová skříň. Kola mají v porovnání s motocykly vždy menší vnější průměr a ráfky jsou někdy pro snazší montáž pneumatik dělené a spojené šrouby.

### *Sportovní motocykly*

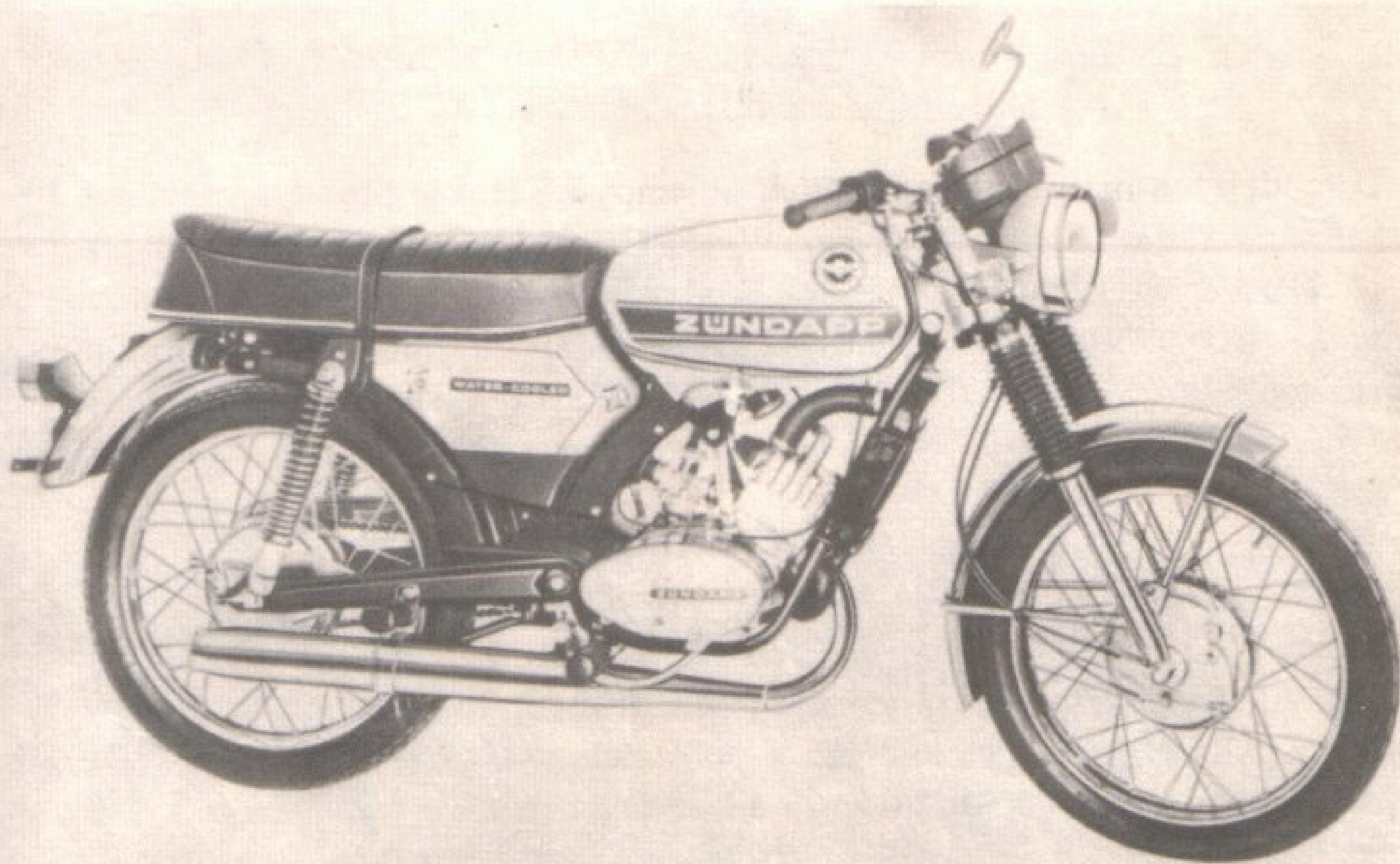
Sportovní motocykl je zejména v poslední době velmi často používaný, avšak významově široký a značně nepřesný pojem. Většinu moderních cestovních motocyklů stavěných v souladu s posledními vývojovými tendencemi lze označit tímto pojmem, ale naproti tomu se pod názvem sportovního motocyklu skrývá také i speciální silniční závodní nebo terénní stroj pro mistrovství světa.

Odborníci však zahrnují pod názvem sportovního motocyklu sériově vyráběné stroje sportovního charakteru běžně dostupné na trhu a odpovídající svou stavbou i vybavením předpisům pro provoz na veřejných cestách. Motocykly určené pro



silniční a terénní závody, i když jde o prodejní modely podstatně levnější než špičkové stroje, budeme tedy nadále uvádět jako silniční nebo terénní, stejně tak jako motocykly připravované pro soutěž nazýváme soutěžní a nikoli sportovní.

I tak však zůstává sortiment sportovních motocyklů neobyčejně široký, neboť jde o stroje všech objemových tříd. Sportovní motocykly mohou být typy určené spíše pro bezprašné vozovky, dálnice a efektní městský provoz stejně tak jako modely přizpůsobené podmínkám terénní jízdy. Škála sportovních motocyklů začíná u objemové třídy do 50 cm<sup>3</sup> a na rozdíl od cestovních strojů této třídy jsou to výhradně stroje se stupačkami bez omezení maximálního výkonu motoru i největší rychlosti. Společným problémem všech sportovních dvoudobých motocyklů této třídy je dlouhodobé využívání plného výkonu motoru při nejvyšších otáčkách, neboť maloobjemový stroj nemá výkonové rezervy a dlouhé úseky silnic je možno projíždět nejvyšší rychlostí bez ubrání plynu. Snahou konstruktérů zde tedy je vytvoření účinného chlazení nejteplejších míst motoru, bezpečné mazání všech ložisek i pracovní plochy válce a stavba moderního pístu pro trvalé největší zatížení. Sportovní padesátky s náznakem terénní úpravy jsou pro výrobce podstatně jednodušší záležitostí a pro mladého nezkušeného jezdce je jízda na méně výkonném a lehkém motocyklu v terénu snazší a bezpečnější než na stroji většího objemu.



Vodou chlazený motocykl Zündapp 50 nepůsobí dojmem padesátky

Sportovní dvoudobé motocykly nižších objemových tříd mají většinou dvou-  
válcové motory s válci vedle sebe, pokud jde o silniční verze; stroje připravované  
pro terén nebo jízdy volnou přírodou oblíbené v USA jsou jednoválcové. Téměř



všechny sportovní stroje těchto tříd mají pětistupňovou nebo šestistupňovou převodovku a převod jen částečně krytým sekundárním řetězem na zadní kolo. Rámy jsou vždy uzavřené trubkové; prodejní úspěch dnes podporuje nahoře jednoduchý a dole dvojitý rám.



Vodou chlazený tříválec Suzuki 750 patří k dvoudobým velkoobjemovým strojům sportovního charakteru

U moderních motocyklů nejvyšších objemových tříd je přesné rozlišení cestovních motocyklů od sportovních nejobtížnější, neboť velmi málo dnes vyráběných velkoobjemových strojů je ryze cestovně užitkových. Sportovní jednoválce do terénu jsou většinou pod objemovou hranicí 400 cm<sup>3</sup>, motory vyšších tříd jsou dvouválcové, tříválcové a čtyřválcové a hodí se svou výkonovou charakteristikou i celkovou hmotností pro jízdu na bezvadných vozovkách.

### *Silniční závodní motocykly*

Silniční závodní motocykl je nejstarším druhem speciálního stroje, neboť na silničních okruzích se závodilo již v počátcích vývoje motocyklů. I přes řadu obtíží s vybudováním a udržováním silničních okruhů, se zajištěním maximální možné bezpečnosti pro jezdce a diváky a s výrobou a údržbou drahých silničních závodních motocyklů jsou silniční závody technicky nejvyspělejším a nejvíce oblíbeným druhem motocyklového sportu.

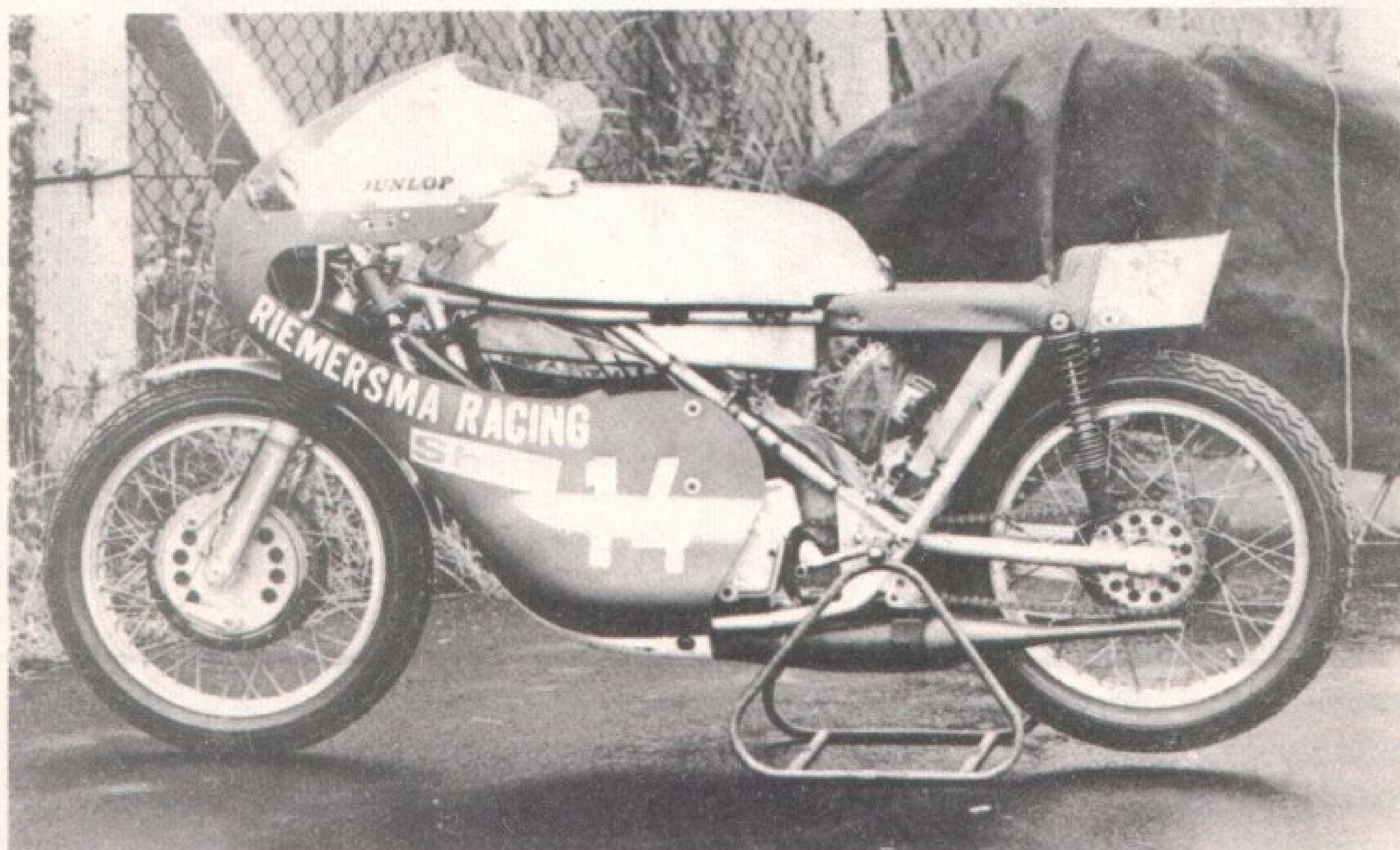
Silniční závodní motocykly se stavějí v objemových třídách do 50, 125, 250, 350 a 500 cm<sup>3</sup> pro závody mistrovství světa i závody nižšího typu s podobnou charakteristikou a dále pak s objemem do 750 cm<sup>3</sup> pro dnes neobyčejně populární vytrvalostní závody.



Pro zvýšení bezpečnosti jezdců i udržení ceny silničních závodních motocyklů v přijatelných mezích vydává Mezinárodní motocyklová federace označovaná obvykle pouze zkratkou FIM předpisy omezující stavbu superspeciálního stroje. Je předepsán benzin obchodní jakosti, není povoleno přeplňování motoru, tvar kapotáže je přesně specifikován a jsou zavedena i omezení hluku. Pro jednotlivé objemové třídy jsou předepsány i maximální počty válců a převodových stupňů a minimální hmotnosti:

Objemová třída do	Max. počet válců	Max. počet převodových stupňů	Min. hmotnost bez paliva
50 cm <sup>3</sup>	1	6	55 kg
125 cm <sup>3</sup>	2	6	75 kg
250 cm <sup>3</sup>	2	6	90 kg
350 cm <sup>3</sup>	4	6	95 kg
500 cm <sup>3</sup>	4	6	100 kg

Omezením počtu válců byla vyřazena samoúčelná monstra, jako například čtyřválcové a pětiválcové stopěadvacítky, limit šesti převodových stupňů nutí konstruktéry ke stavbě motorů s přijatelným průběhem výkonové křivky a předepsaná minimální hmotnost spolu se zákazem používání titanu na základní části motocyklu zlevňuje výrobu silničních závodních motocyklů.



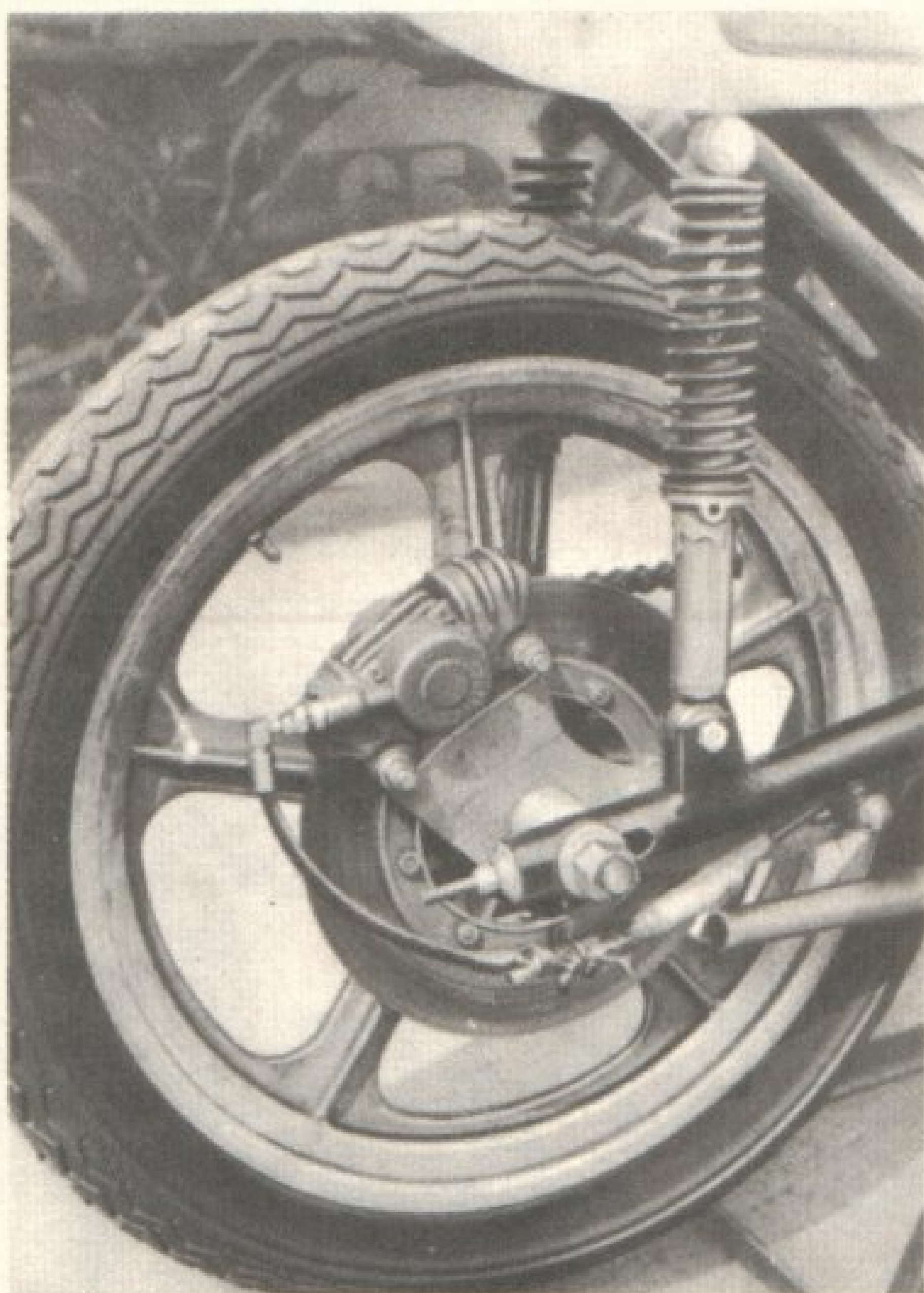
Moderní silniční závodní motocykl



Kromě nejvyšší objemové třídy ovládly dvoudobé motory zcela suverénně silniční motocyklový sport. Moderní dvoudobé motory dávají prokazatelně vyšší výkon než čtyřdobé a dřívější potíže se zadíráním a propalováním pístů vysokovýkonových dvoudobých motorů byly postupem času vyřešeny a překonány. U nejúspěšnějších motocyklů pro mistrovství světa se můžeme setkat s klasickým rozvodem sání pístem, rotačním kotoučovým šoupátkem i se samočinným jazýčkovým ventilem.

Mazání převládá oddělené, karburátor není stále ještě ani u silničních závodních motocyklů nahrazen vstřikovacím zařízením, avšak zapalování je téměř vždy elektronické bezkontaktné. Moderním způsobem řešení problémů s rozdílnými teplotami funkčních míst motoru je vodní chlazení s nuceným oběhem.

Převodovky mají vždy povolených šest stupňů a jsou dvouhřídelové, spojky převažují suché. Sekundární převod na zadní kolo je nekrytým řetězem, který umožňuje nejsnadnější změnu celkového převodu.



K důležitým detailům silničních závodních motocyklů patří účinné brzdy a lehká a tuhá kola

Stavba šasi je zaměřena na dosažení minimální šířky a výšky stroje a na dobrou ovladatelnost při jízdě v zatáčkách. Rámy jsou nejčastěji trubkové, a to pro menší motory uzavřené a pro rozměrnější dole otevřené. Pro stroje nejnižší třídy se někdy používají i lisované páteřové rámy a úspěšně byly použity i bezrámové konstrukce, kde základ stroje tvoří samonosné prostorové šasi. Pérování má velmi malé zdvihy obou kol, neboť povrch všech významnějších silničních okruhů tvoří



rovný drsný asfalt. Brzdy jsou naproti tomu mohutně dimenzované, a to zvláště brzda předního kola; dobře se osvědčují i dvojité kotoučové brzdy.

Typickým znakem každého silničního závodního motocyklu je laminátová nebo hliníková kapotáž s průhledným tvarovaným plexisklem.

### *Soutěžní motocykly*

Soutěžní motocykly jsou stroje určené pro účast v motocyklových soutěžích. Nepřihlížíme-li k různým orientačním, náborovým a podobným soutěžím, které je možno absolvovat na sportovním nebo i cestovním motocyklu, můžeme dělit motocyklové soutěže nejvyššího typu na dva druhy.

Do prvního zařazujeme *Mezinárodní šestidenní soutěž*, která dnes představuje mistrovství světa družstev, a soutěže o mistrovství Evropy jednotlivců; druhý druh tvoří tzv. *šlapačkové soutěže*; z nejvýznamnějších se počítají body pro mistrovství světa.



Soutěžní motocykly Jawa s dvoudobým jednoválcovým motorem s rozvodem pístem v lehkém trubkovém rámu, doplněném výborným odpružením, stojí na světové špičce

Klasický i „šlapačkový“ soutěžní motocykl má stejnou základní koncepci; hlavní rozdíl je ve výkonové křivce motoru a ve zvětšené světlosti a průjezdnosti šlapačkového stroje. U soutěžního motocyklu pro Šestidenní je motor konstruován a seřízen na vysoký maximální výkon s přihlédnutím k dobrému průběhu výkonové křivky. Vysoký výkon je potřebný nejen ve zvláštních rychlostních zkouškách, ale často i ke splnění časového limitu mezi časovými kontrolami. U šlapačkových



soutěží je vždy dostatečná časová rezerva a vysoký výkon motoru by byl jen na překážku v ovladatelnosti. V krátkých těžce sjízdných kontrolovaných úsecích, kde se jezdec nesmí dotknout země ani zastavit, rozhoduje přesná reakce motoru na pohyb plynové rukojeti a plynulý záběr motoru. Nejoblíbenější objemovou třídou pro tyto stroje je třída do 250 cm<sup>3</sup> a do 350 cm<sup>3</sup> a stejně jako u klasických soutěžních motocyklů nahradily i zde lehké dvoudobé jednoválce dříve běžné čtyřdobé stroje.

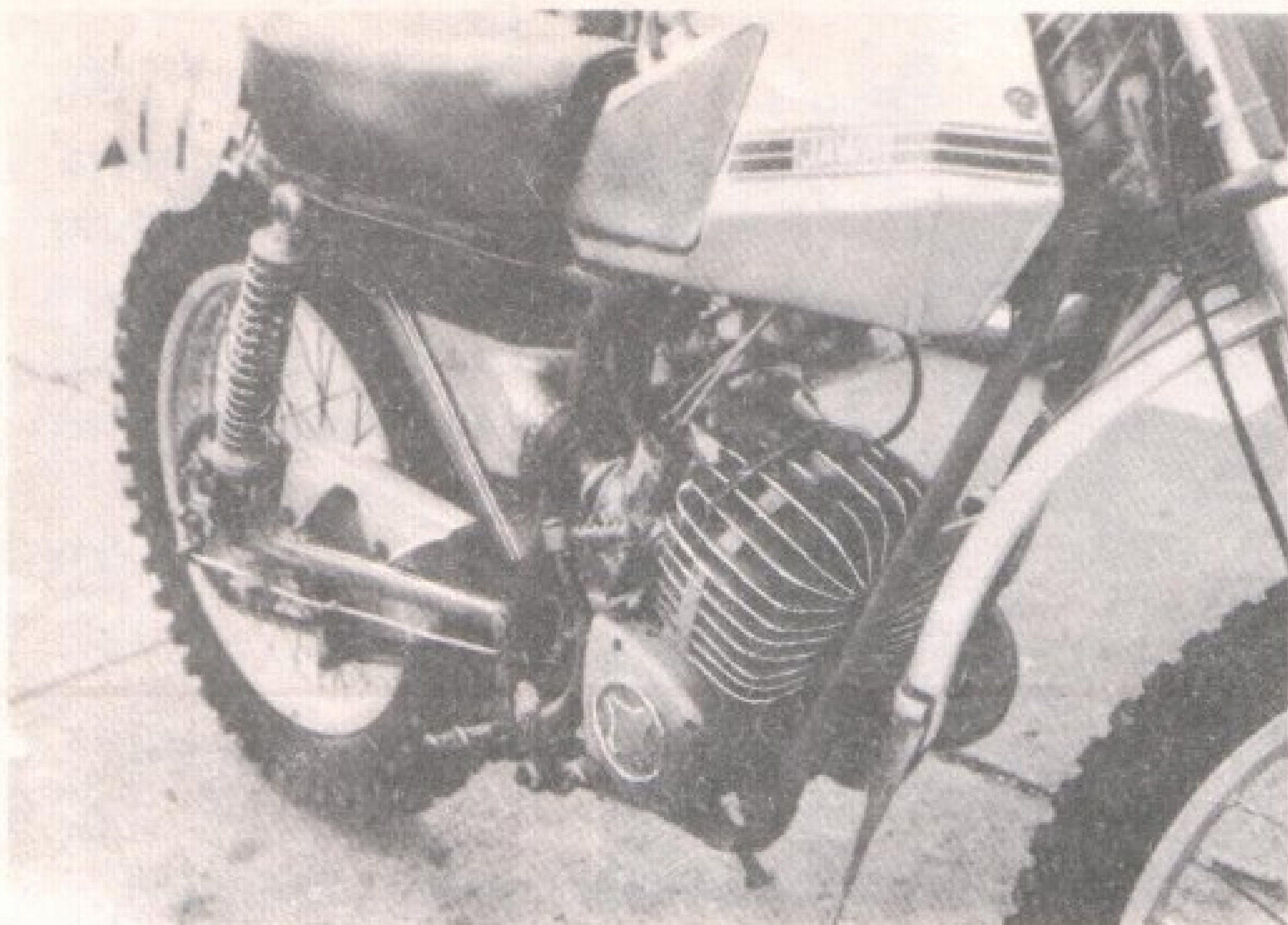


Typická stavba soutěžního motocyklu pro šlapačkové soutěže je patrná z obrázku stroje Bultaco Sherpa T 350

Motory naprosté většiny soutěžních motocyklů mají rozvod sání pístem, šoupátko i jazýčkový ventil jsou výjimkou. Mazání pro jednoduchost převažuje směsí, osvědčuje se dynamoakumulátorové, dynamomagnetické i elektronické zapalování; chlazení je vždy nápořem vzduchu. U nižších objemových tříd jsou spojky většinou v olejové lázni, pro vyšší výkony převládají suché. Velká péče se věnuje stavbě převodovek, které musí na Šestidenní vydržet šest etap nejtvrďšího namáhání. Sekundární převod je řetězem, který je u strojů moderní koncepce chráněn vodotěsným krytem.

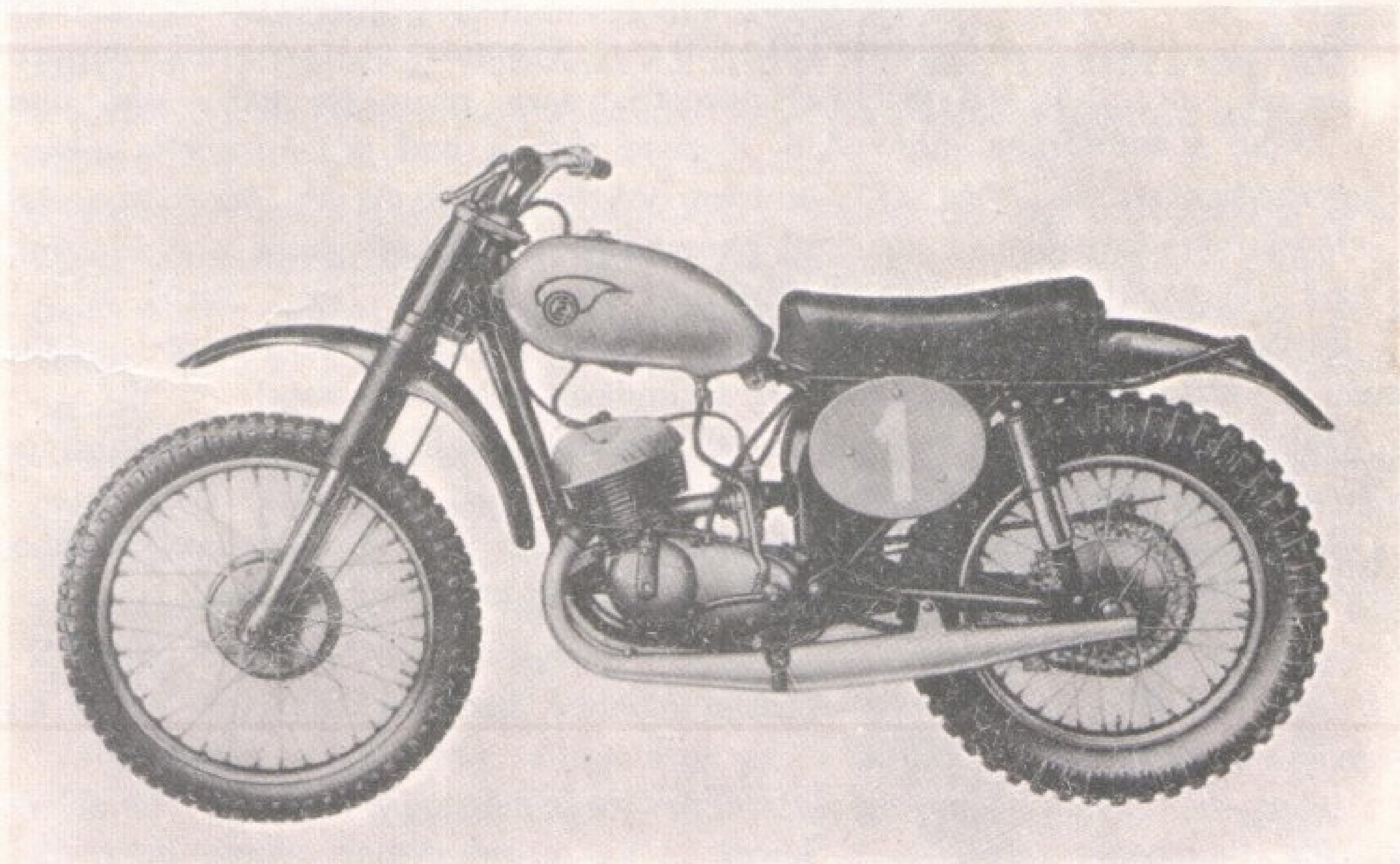
Základem šasi soutěžního motocyklu je uzavřený trubkový rám s přední teleskopickou a široce uloženou zadní kyvnou vidlicí. Propružení obou kol je proti cestovním motocyklům zvětšeno a dokonalejší je i funkce speciálních tlumičů. Brzdy nejsou zvlášť namáhány, ale naproti tomu ráfky a dráty („paprsky“) jsou vystaveny mnoha rázům.





Soutěžní motocykly Jawa Tatra — výrobek n. p. Považské strojárny v Považské Bystrici — mají rozvod sání kotoučovým šoupátkem a elektronické bezkontaktné zapalování

Soutěžní motocykly musí odpovídat silničním předpisům. Nejobtížněji splnitelný je limit hlukové hladiny, který se v souladu se světovým vývojem postupně snižuje. Při přejímání se kontroluje hlučnost motocyklu statickou zkouškou, během soutěže se potom měří při každé akcelerační zkoušce a za naměřené decibely dostává jezdec klasifikační body.



Terénní motocykly ČZ se zapsaly mnoha tituly mistrů světa do historie motokrosového sportu. Jejich sláva začala v r. 1964 — na obrázku ČZ 250 z roku 1964





Terénní Bultaco 250  
má motor s rozvodem sání  
pístem

### *Terénní motocykly*

Terénní motocykly, které se stavěly pouze pro třídu do 250 cm<sup>3</sup> a do 500 cm<sup>3</sup>, byly rozšířeny v poslední době i na objemovou třídu do 125 cm<sup>3</sup>, ve které bylo od roku 1975 vypsáno i mistrovství světa. Terénní stroj se staví výhradně pro terénní závod, nemusí odpovídat silničním předpisům, ale pouze požadavkům stanoveným FIM, které zahrnují i hlukový limit.

Motory terénních motocyklů jsou dvoudobé jednoválce ve dvou nižších objemových třídách těsně pod hranicí 125 a 250 cm<sup>3</sup>, avšak ve třídě do 500 cm<sup>3</sup> je skutečný objem nejúspěšnějších strojů mezi 350 a 400 cm<sup>3</sup>. Výkonová charakteristika motorů terénních motocyklů leží přibližně uprostřed mezi charakteristikou silničního závodního a soutěžního motocyklu. Rozvod sání je buď pístem, anebo u nejmodernějších strojů jazýčkovým ventilem. Motory mají mazání mastnou směsí i samostatným čerpadlem a stejně tak panuje nejednotnost v systémech zapalování, i když bezkontaktné postupně převládá.

Původní čtyřstupňové převodovky byly nahrazeny modernějšími pětistupňovými a šestistupňovými, částečně krytý sekundární řetěz však zůstal.

Důležitější než motor je u terénního motocyklu šasi, jehož ovladatelnost je většinou rozhodující pro výsledek závodu.

Stejně jako u silničních závodních motocyklů platí i zde zákaz použití drahého titanu a FIM předepisuje tyto minimální hmotnosti prázdných strojů:

Objemová třída do	Minimální hmotnost prázdného stroje
125 cm <sup>3</sup>	78 kg
250 cm <sup>3</sup>	88 kg
500 cm <sup>3</sup>	92 kg



Trubkové uzavřené rámy se vyrábějí z chrómmolybdenových ocelí a jen výjimečně z duralových trubek, kde působí problém spojování objímkami a lepením. Typickým znakem pro terénní motocykl jsou neobyčejně vysoké hodnoty pro pružení obou kol — u předního bývá přes 220 mm a u zadního kolem 200 mm. Pružicí jednotky jsou jednou z nejdůležitějších částí terénního motocyklu a právě pro tyto stroje vznikly zcela nové konstrukce vlastních jednotek i celé koncepce zadní části motocyklu.

U kol je podobně jako u soutěžních motocyklů nejdůležitější výplet a pevnost ráfků.

### *Tříkolky a sajdkáry*

Tříkolová vozidla nejčastěji až do hmotnosti 400 kg se z hlediska evidence, daňových ustanovení, normalizace a sportovního uplatnění zařazují jako samostatná kategorie k motocyklům. Jde o dvě skupiny, a to tříkolky a motocykly se sajdkárem. Tříkolky obvykle mají motor motocyklové koncepce, ale další jejich stavba je odvozena od automobilu, a proto se jimi nebudeme nadále zabývat.

Přívěsný vozík neboli sajdkár byl původně stavěn jako snadno odnímatelný doplněk motocyklu, avšak současná praxe ukázala jinou skutečnost. Vybaví-li jezdec svůj motocykl sajdkárem nebo častěji koupí-li kompletní motocykl se sajdkárem a zvykne-li si na jízdu s dvoustopým vozidlem, nemá většinou zájem odmontovat sajdkár pro jízdy se samotným motocyklem.

Sajdkár se montuje k motocyklům s objemem od 250 cm<sup>3</sup>; nejvhodnějším typem pro připojení je však cestovní motocykl s nižším maximálním výkonem a příznivou charakteristikou výkonové křivky s objemem motoru mezi 350 až 750 cm<sup>3</sup>.

Dobře dimenzovaný cestovní motocykl vyšší objemové třídy by měl být způsobilý k odbornému připojení sajdkáru bez jakýchkoli úprav, avšak v provozu se často objeví potíže. U motocyklu dochází k deformacím rámu, přední i zadní vidlice, často se porušuje výplet kol a nejsou vzácností ani poruchy převodného ústrojí.

Pro zájemce o jízdu se sajdkárem je proto spolehlivější motocykl se sajdkárem dodávaným jako celek výrobcem, i když jejich nabídka není v přítomné době velká. Někteří čtenáři si ještě vzpomenou na těžké sajdkárové motocykly BMW a Zündapp, stavěné pro vojenské účely, kde bylo hnané i sajdkárové kolo. Z modernějších motocyklů dodávaných se sajdkárem to jsou sovětské stroje Ural a Kijev, avšak pro připojení lehkého sajdkáru je vhodná i Jawa 350 typu 634.

Motocykly se sajdkárem se uplatňují také v motocyklovém sportu v objemové třídě do 750 cm<sup>3</sup>. V silničních závodech předvádějí jezdci a hlavně pak spolujezdci divákům efektní podívanou, avšak na druhé straně bylo vzhledem k několika smrtelným haváriím k účasti sajdkárů hodně výhrad. Tyto motocykly mívají čtyřdobé, ale dnes jsou úspěšnější i zde dvouválcové a čtyřválcové dvoudobé motory.





Cestovní motocykly Jawa jsou vhodné i pro připojení sajdkáru

Pro motocyklové soutěže nejsou sajdkáry připuštěny, protože žádný pořadatel by nemohl vybrat hodnotnou a v celé délce dostatečně širokou trať, aby nemohlo dojít k ucpání tratě a různým neregulérnostem a protestům.

V terénních závodech získávají sajdkáry stále více příznivců, neboť jde o vzrušující, ale nijak zvlášť nebezpečný sport. Sajdkárové kolo nesmí být hnané, a tak většina jezdců staví velmi lehké a úzké sajdkáry a spolujezdec se při akceleraci přemisťuje na prodloužené sedlo jezdce. Pro tyto závody se však většinou používají jednoválcové až čtyřválcové čtyřdobé motory.



Efektní terénní závody sajdkářů přitahují diváky



## *Speciální motocykly*

Kromě uvedených druhů motocyklů se stavějí ještě speciální stroje pro zvláštní účely.

Plochodrážní motocykly jsou v této oblasti nejdůležitější skupinou. Jsou to zcela jednoúčelové motocykly schopné provozu pouze na ploché dráze v jednom směru (na plochodrážním motocyklu není možné zatáčet vpravo). Plochodrážní motocykly pro sportovně významné ploché dráhy jsou pouze ve třídě do 500 cm<sup>3</sup> a mají výhradně jednoválcové čtyřdobé motory na lihové palivo. Motocykl nemá převodovku, zadní kolo je neodpružené a kola jsou bez brzd.

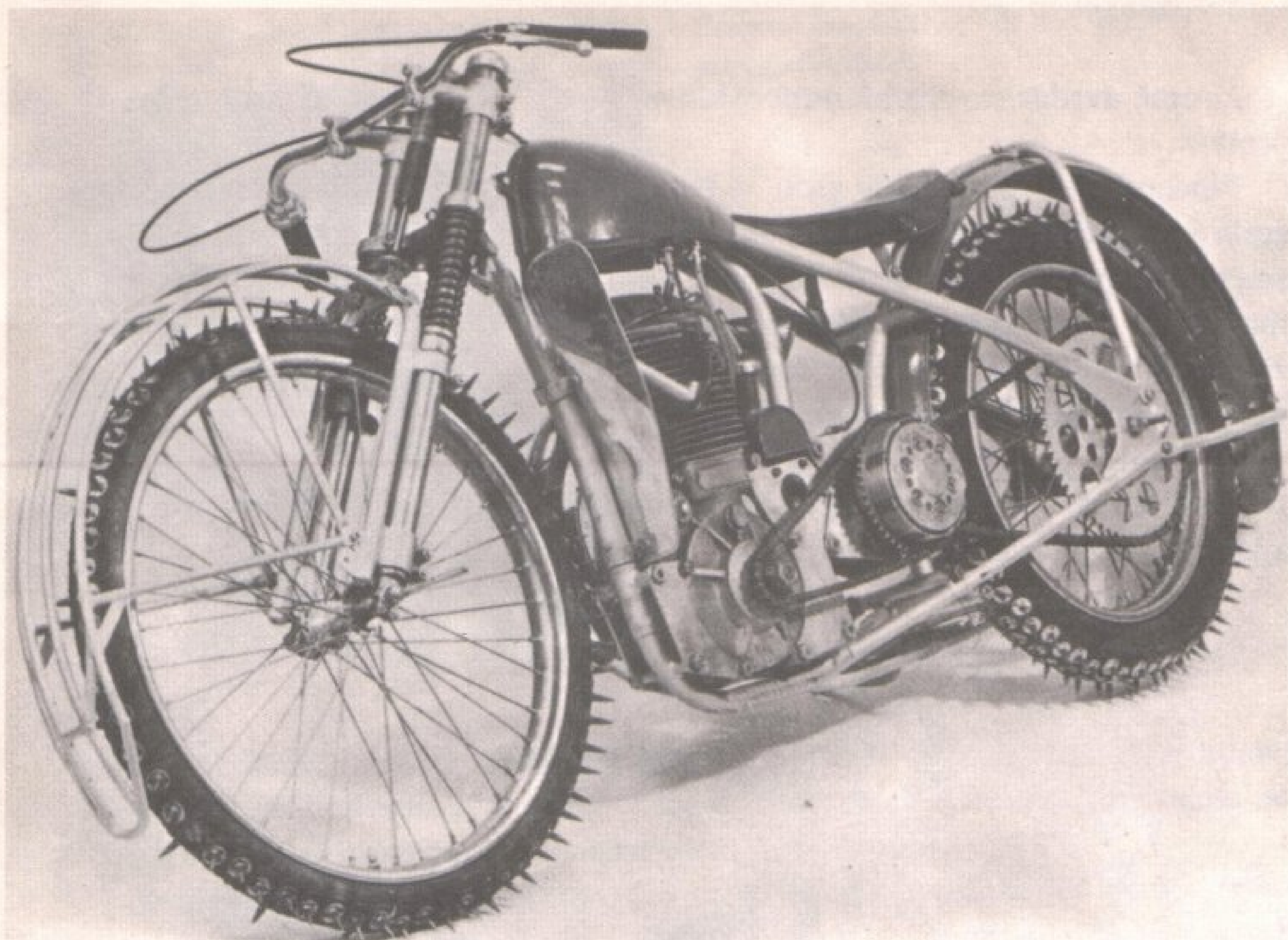
Zvláštním druhem plochodrážních motocyklů jsou stroje na střední a dlouhé travnaté tratě. Zde již jsou speciální dvoustupňové nebo třístupňové převodovky a zadní kolo je odpružené.



Pojem plochodrážního motocyklu splývá dnes již se slovem Jawa — ve svém divišovském provozu vyrábí n. p. Jawa vítězné plochodrážní stroje pro všechny druhy plochodrážního sportu a dodává je sportovcům ve všech světadílech

Plochodrážní motocykl pro ledové tratě je nejvíce vzdálen cestovnímu motocyklu. Celkové uspořádání je podobné klasickému plochodrážnímu stroji, avšak kola jsou vybavena více než 200 speciálními ocelovými hřeby.





Ocelové hroty v pneumatikách jsou typickým znakem plochodrážního motocyklu pro ledové tratě

Kromě vrcholných závodů na ploché dráze se začínají především v USA a NSR rozvíjet i travnaté ploché dráhy pro motocykly nižších objemových tříd, kde je předepsán obchodní benzín. V těchto závodech se uplatňují i dvoudobé, nejčastěji přestavěné terénní motocykly.

Na plochých drahách mistrovství světa na škváře, na dlouhých tratích i na ledě mají již několik let nadvládu čtyřdobé jednoválce Jawa, vyráběné v divišovském provozu n. p. Jawa.

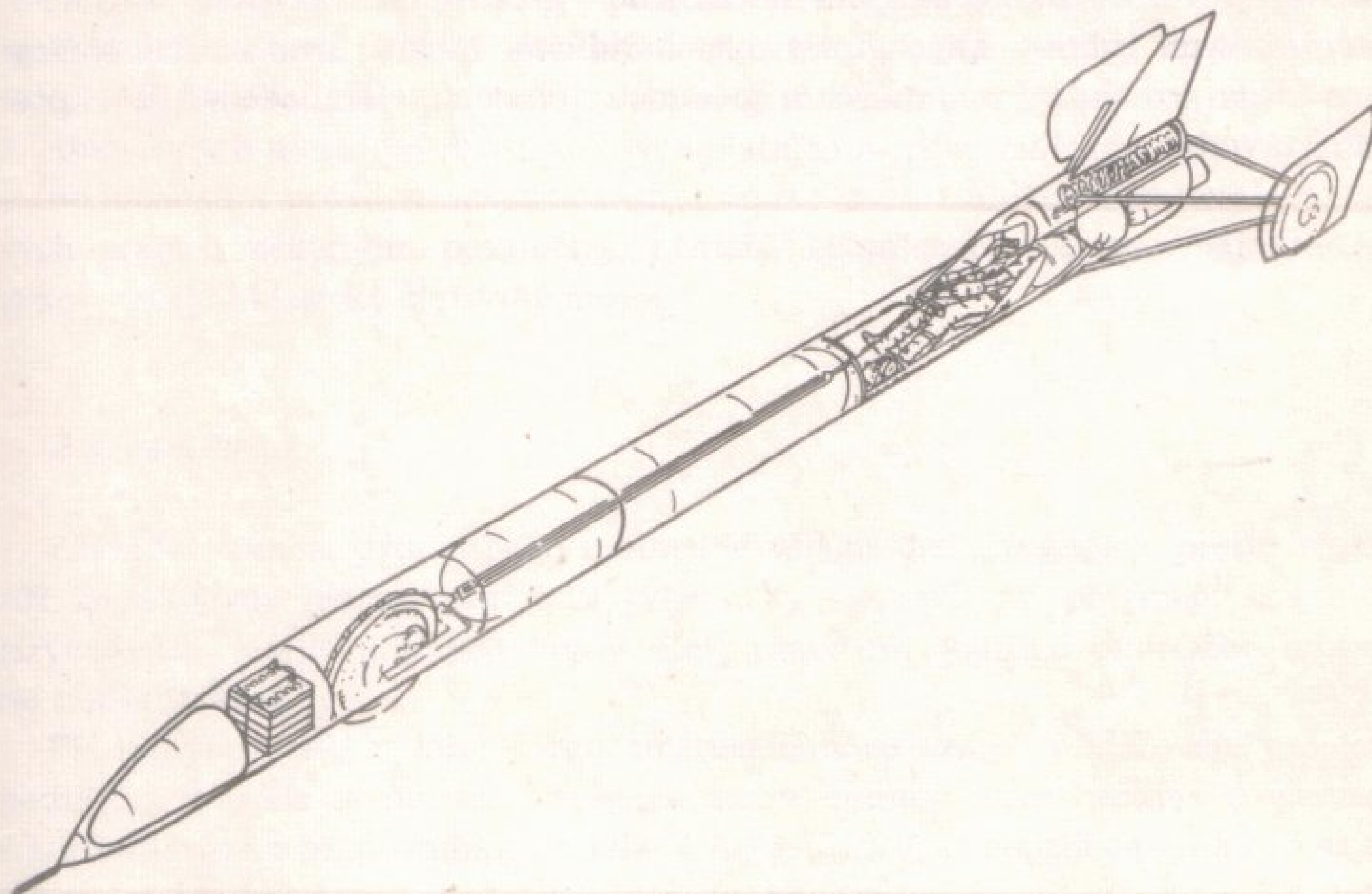
Rekordní motocykly k dosažení maximální rychlosti dělíme v souladu s řády FIM do dvou skupin, a to na stroje s poháněným kolem a s proudovým motorem. Pro rekordní jízdy není předepsán druh paliva, je povoleno přeplňování kompresorem a není omezen tvar kapotáže. Výsledkem těchto tří skutečností jsou mnohometrová nízká samoúčelná monstra, která vznikají za reklamní podpory různých koncernů a firem v laboratořích a aerodynamických tunelech.

V druhé kategorii — s proudovými motory — je stroj spíše letadlem upraveným pro rychlou jízdu (nad 800 km/h) než rekordním motocyklem — zvláště proto, že tyto rekordní speciály jsou tříkolové pro kategorii sajdkářů.

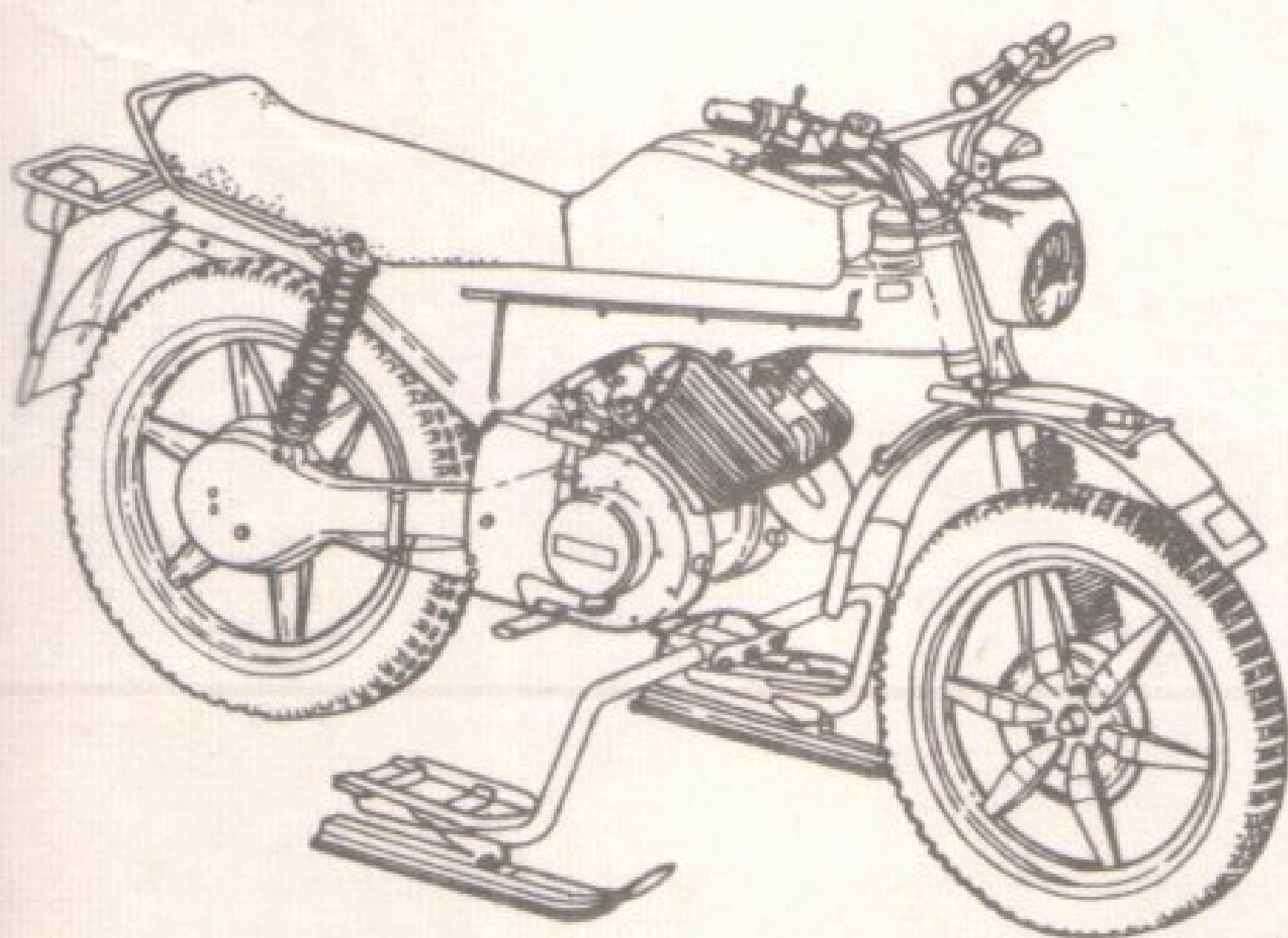
Motocykly pro závody v akceleraci jsou populární v západní Evropě a v USA; u nás však nemají ani své jméno, neboť výraz „sprinter“ nebo „dragster“ dosud nezdůvodnil. Závody v akceleraci se jezdí zpravidla na trati dlouhé 400 m



a v různých třídách startují sportovní, silniční, závodní i speciální stroje. Skutečné „sprintery“ mají motor vyladěn na krátkodobé dosažení maximálního výkonu a velmi širokou zadní pneumatiku k přenesení potřebného záběru. Závody speciálů, zpravidla společné s kategorií automobilů, jsou efektní pro diváky, neboť jsou provázeny kouřem od pálicích se pneumatik, brzděním padáky a někdy i havárií a požárem vozidla.



Monstrem na třech kolech pro rekordní jízdu v akceleraci pro „kategorii sajdkářů“ je tryskový americký stroj, který dosahuje dvanáctkrát vyššího zrychlení než je tíhové zrychlení



Pro sněhové podmínky je určen i speciální motocykl švédské armády Hägglund



Motocykl pro motobal je podobně jako stroj pro závod do strmého vrchu pouze jednoúčelově upravený terénní motocykl.

Sněžné skútry nebo motorové saně jsou posledním druhem vozidel, která bychom ještě mohli zařazovat do kategorie speciálních motocyklů. Sněžné skútry, které alespoň některými prvky připomínají motocykl, jsou vybaveny motocyklovým motorem od 250 do 600 cm<sup>3</sup> chlazeným větrákem, mají samočinnou odstředivou spojku a k pohonu vozidla slouží jeden pryžový pás. Ovládají a řídí se motocyklovými řídítky, spojenými s dvěma řidicími lyžemi. Tyto sněžné skútry se osvědčily pro služby v horských a severních oblastech, v Kanadě a USA i pro efektní závody.



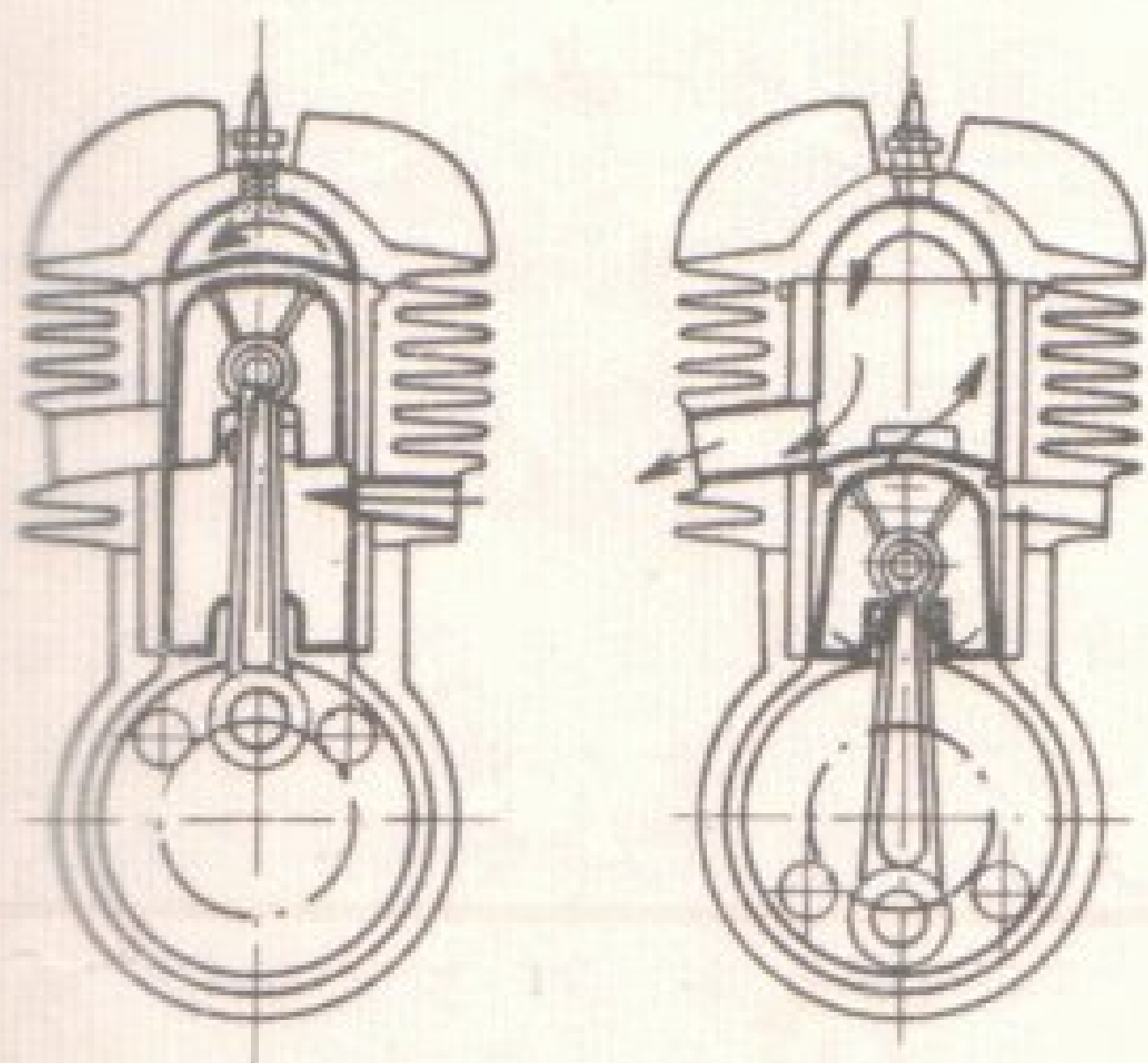
## 4. DVOUDOBÝ MOTOR

Využití každé otáčky motoru pro pracovní zdvih pístu bylo ideálem konstruktérů spalovacích motorů již před desítkami let, avšak složité poměry ve dvoudobém motoru se dlouhou dobu nepodařilo uspokojivě zvládnout. Dvoudobý motor našel u jednostopých motorových vozidel své uplatnění nejprve vzhledem ke své výrobní jednoduchosti a provozní nenáročnosti a teprve po rozsáhlých výzkumně vývojových pracích některými parametry, z nichž nejdůležitější je maximální měrný výkon, předčil klasický čtyřdobý motor.

### *Základní činnost*

Základní činnost dvoudobého motoru je většině čtenářů známa, přesto však ji zde zopakujeme hlavně pro další odvolávky a vysvětlení předností šoupátek, jazýčkových ventilů a jiných úprav. Celý pracovní cyklus dvoudobého motoru lze popsat takto:

Při pohybu pístu z dolní úvrati směrem nahoru vzniká v klikovém prostoru podtlak a jakmile se otevře sací kanál, začne proudit směs benzínu a vzduchu z karburátoru sacím potrubím do klikového prostoru. U nejjednoduššího rozvodu pístem otvírá sací kanál spodní hrana pístu. Spodní prostor se plní po celou dobu pohybu pístu od otevření sacího kanálu až do horní úvratě a dále setrvačností proudící směsi ještě i na počátku zdvihu pístu směrem dolů. Při dalším pohybu pístu dolů stlačuje se nasáté palivo v klikovém prostoru a spodní hrana pístu uzavře sací kanál.



Činnost dvoudobého motoru

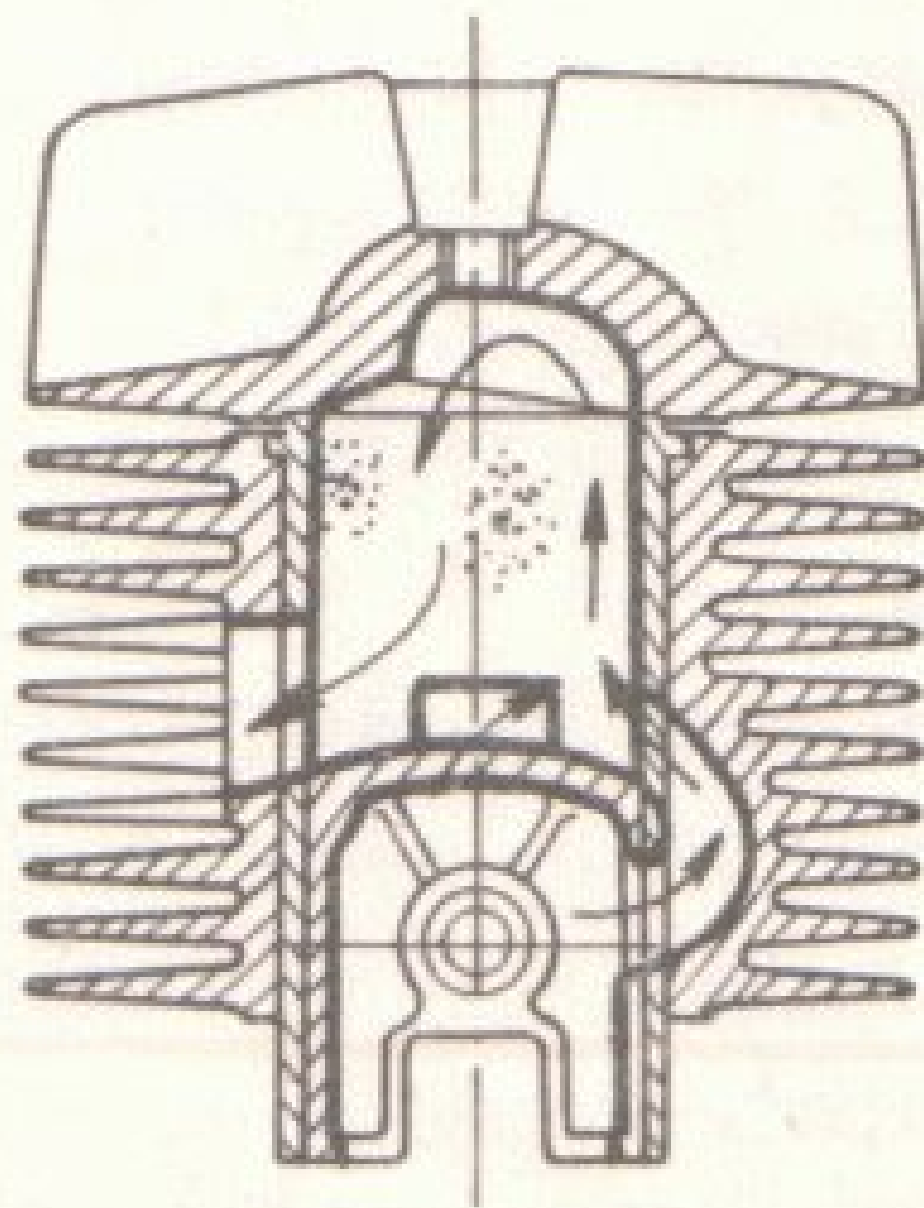


Schéma moderního systému vratného vyplachování s pomocným třetím přepouštěcím kanálem



Po otevření přepouštěcích kanálů horní hranou pístu začne stlačená směs proudit do pracovního prostoru, odkud vytlačuje zbytky spálených plynů do výfukového kanálu, který se mezitím otevřel.

V této závěrečné fázi je největší problém dvoudobého motoru, neboť je velmi obtížné čerstvou směsí vytlačit zbytky spálených plynů, aniž by došlo k jejímu značnému úniku do výfuku anebo aniž by zůstala velká část spálených plynů v pracovním prostoru. Situace se podstatně komplikuje tím, že vyplachování musí vyhovovat pro širší rozsah otáček motoru, což znamená různé rychlosti proudění. Rozmanité zatížení představuje navíc různé množství a opět různé rychlosti proudění. U starších konstrukcí se směs z přepouštěcích kanálů vhodně usměrňovala tvarovaným dnem pístu, tzv. deflektorem, u modernějších se přešlo k vratnému vyplachování a k většímu počtu vhodně směřovaných přepouštěcích kanálů.

Při přepouštění projde píst dolní úvratí a při pohybu nahoru uzavře horní hrana pístu nejprve přepouštěcí kanály a vzápětí i výfukové kanály. V pracovním prostoru nad pístem nastává stlačování nasáté směsi a těsně před horní úvratí přeskočí na elektrodách zapalovací svíčky elektrický výboj. Ten zažehne stlačenou zápalnou směs, která začne postupně prohořívát. Hořením směsi se uvolňuje značné teplo a chemická energie ukrytá v palivu se mění v energii tepelnou. Vzniklé plyny, které nemohou mnohonásobně zvětšit svůj objem, vytvářejí tlak v pracovním prostoru, který prudce stlačuje píst dolů a tak převádí tepelnou energii na práci. Každý zdvih pístu směrem z horní k dolní úvratí je tedy u dvoudobého motoru zdvihem pracovním a pouze pohyb pístu nahoru se uskutečňuje setrvačností.

Při expanzním pohybu pístu dolů jeho horní hrana nejprve otevře výfukové kanály, nastane prudký únik spálených plynů do výfukového systému a teprve potom se otevřou přepouštěcí kanály, jimiž proudí nad píst čerstvá směs z klikové skříně a celý pracovní cyklus se opakuje.

Všechny děje probíhají v dvoudobém motocyklovém motoru velmi rychle. U běžného cestovního motocyklu má motor až 6 000 otáček za minutu — to znamená, že za sekundu musí popsáný pracovní cyklus proběhnout stokrát.

Podívejme se však na některé nežádoucí jevy, které často vznikají při provozu dvoudobých motorů. Především jsou to samozápaly, které někdy bývají nesprávně zaměňovány s detonacemi.

Samozápaly vznikají v přehřátém motoru, kdy se pracovní směs vstupující do motoru nadměrně ohřívá již v klikovém prostoru a při vstupu do válce. Nejintenzivnější ohřev směsi nastává ovšem při stlačování ve válci a dále pak sáláním horkých stěn válce, hlavy válce a dna pístu. K podstatnému zvýšení teploty stlačované směsi dochází i jejím přímým stykem s nejteplejšími místy kompresního prostoru. Samozápaly obvykle způsobuje některé přehřáté místo spalovacího prostoru, nejčastěji elektrody nevhodně volené zapalovací svíčky, vysoká vrstva karbonu nebo i horké dno pístu. Dosáhne-li stykem s některým z těchto míst stlačená zápalná směs své samozápalné hodnoty, dojde k jejímu samovolnému vznícení ještě před přeskočením elektrické jiskry na elektrodách svíčky.



Motor pracující se samozápaly má tvrdý nepravidelný běh, dále se přehřívá a po vypnutí zapalování běží ještě několik sekund. K odstranění samozápalů stačí zpravidla výměna zapalovací svíčky za svíčku s vyšší tepelnou hodnotou nebo dekarbonizace motoru. V některých případech postačí dokonce jen očištění chladičů žebířů motoru, čímž se dosáhne lepšího chlazení. Další příčinou vzniku samozápalů může být špatně seřízené zapalování nebo karburátor.

Detonace na rozdíl od samozápalů vznikají až po přeskočení výboje na svíčke, které nastává při poloze pístu těsně před horní úvratí. Po určité velmi krátké prodlevě vzplane stlačená směs od elektrické jiskry a začne prohořívát. Prohořívá přibližně v kulových plochách omezených tvarem spalovacího prostoru, jejichž středem je místo přeskočení elektrické jiskry. Toto hoření postupuje rychlostí několika desítek metrů za sekundu; jeho rychlost závisí na mnoha okolnostech, jako je stlačení, bohatost a proudění hořící směsi. Mezitím však píst postupuje dál a dosud nezapálená směs se v těchto okamžicích prudce ohřívá sáláním od hoření. Zvýší-li se nyní teplota dosud nezapálené směsi na samozápalnou hodnotu, nastane okamžité vznícení celého zbytku směsi. Toto hoření se již nešíří rychlostí desítek metrů za sekundu, ale rychlostí mnohonásobně vyšší, obdobné rychlosti šíření výbuchu při detonaci trhavín — odtud původ názvu detonace. Bývá-li běžná rychlost hoření ve spalovacím prostoru obvykle v rozmezí 15 až 25 m/s, rychlost při detonačním hoření bývá kolem 2 500 m/s.

Detonace se navenek projevují dobře slyšitelným, jasně kovovým zvoněním, které se někdy u čtyřdobých motorů naprosto nesprávně považuje za zvonění nebo klepání ventilů. Detonace podstatně snižují výkon motoru, zvyšují jeho teplotu a hlavně pak opotřebení.

Detonace nastávají nejnáze při plném otevření karburátoru v nižších otáčkách motoru a okamžitou pomocí při jízdě je tedy ubrání plynu nebo přeřazení na nižší stupeň. Vznikají-li však detonace i při vyšších otáčkách, je situace složitější. Nejprve překontrolujeme předstih, popřípadě prakticky při jízdě odzkoušíme jeho nižší hodnotu, nedojde-li ke snížení výkonu motoru. Nepomůže-li změna předstihu a je-li motor celkově v dobrém stavu a správně seřízen, musíme zvolit benzín s vyšším oktanovým číslem. Používáme-li již benzín nejvyšší obchodní jakosti s oktanovým číslem 95 až 100 podle výrobce a jednotlivých zemí — v ČSSR Super má 96 oktanů — bude odstranění detonací vyžadovat odbornější zásah do stavby motoru. Musíme buď snížit kompresní poměr, anebo volit antidetonačně vhodnější tvar spalovacího prostoru.

### *Výkon a charakteristika*

Maximální výkon je spolu se zdvihovým objemem nejběžnější parametr motoru. Sama hodnota maximálního výkonu, která se stala i důležitým reklamním argumentem, nemůže sloužit k objektivnímu posouzení motoru. Pro zhodnocení provozních vlastností motoru a výkonových parametrů celého motocyklu je



rozhodující výkonová charakteristika, která je určena průběhem točivého momentu nebo výkonu motoru v závislosti na otáčkách.

Výkonovou křivku většinou, nikoli však důsledně, uveřejňují výrobci motorů. Její stanovení nebo i ověření je možné pouze odzkoušením motoru na výkonové motorové brzdě; pohotovější odebrání výkonu ze zadní pneumatiky motocyklu nedává dostatečně přesné výsledky o výkonu motoru.

Na brzdě zjistíme průběh hodnot točivého momentu od nejnižších až do nejvyšších otáček motoru a do diagramu vynášíme jednotlivé body, jejichž spojení dává křivku točivého momentu v závislosti na otáčkách.

Výkonovou křivku dostaneme již jednoduchým výpočtem, neboť každý bod křivky točivého momentu dává bod výkonové křivky při stejných otáčkách podle vztahu

$$P = M_t \omega \quad (\text{W}),$$

kde  $P$  je výkon motoru (W),

$M_t$  – točivý moment motoru (N . m),

$\omega$  – úhlová rychlost (rad/s).

V praxi jsou při zkoušení motocyklových motorů místo pojmu úhlová rychlost běžnější otáčky za minutu:

$$n = \frac{60}{2\pi} \omega = \frac{30}{\pi} \omega \quad (1/\text{min}),$$

kde  $n$  jsou otáčky klikového hřídele za minutu (1/min).

Místo hodnoty výkonu motoru ve wattech se používá jednotky vyšší – kilowattů, a potom bude výkon motoru dán:

$$P_{\text{kW}} = 10^{-3} \frac{\pi}{30} M_t n \quad (\text{kW}),$$

$$P_{\text{kW}} \doteq 1,05 \cdot 10^{-4} M_t n \quad (\text{kW}).$$

Před zavedením jednotné měrové soustavy (SI) byl výkon spalovacích motorů na rozdíl od elektrických motorů udáván v koních (k) a tato jednotka dožívá ještě v některých zahraničních i našich materiálech a hlavně pak v myšlení motocyklistů a automobilistů. Pro porovnání dříve udávaného výkonu s novým způsobem platí

$$P_{\text{kW}} = 0,735 P_{\text{k}},$$

kde  $P_{\text{kW}}$  je výkon motoru v kilowattech (kW),

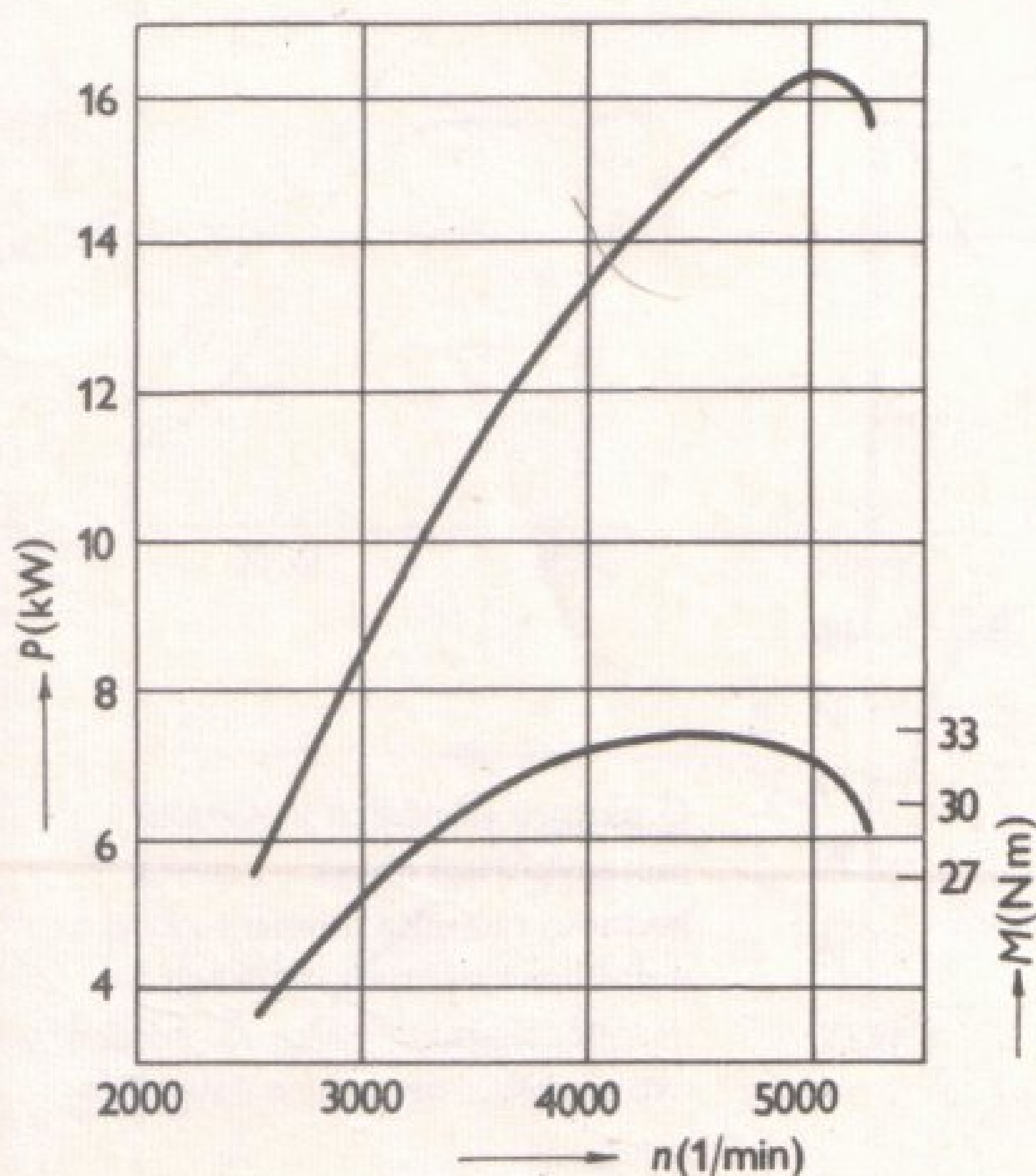
$P_{\text{k}}$  – výkon motoru v koních (k).

Udávanou hodnotu největšího výkonu motoru ovlivňují nejen udávané jednotky, které se již postupně celosvětově sjednocují na kW, ale i způsob měření. Podle ČSN nebo DIN se odbrzdí velmi přibližných



praktickému provozu u motocyklu na rozdíl od americké normy SAE nebo italské CUNA, kde se motor brzdí za stavu částečného zatížení, bez příslušenství apod. Údaje podle SAE jsou vyšší než naše hodnoty nebo podle DIN, a proto se někteří výrobci hlavně z propagačních důvodů přidržují amerického způsobu. Touto poznámkou jsem chtěl jen upozornit čtenáře na dosud existující nejednotnost, umožňující senzační reklamní údaje; podrobně bude o způsobech měření výkonu pojednáno v části „Zkoušení motoru“.

Pozornějším pohledem na křivku výkonu nebo točivého momentu získáme již velmi dobrý názor o výkonové charakteristice motoru. Nejnázornější obraz dává porovnání křivek více motorů stejné nebo podobné objemové třídy.

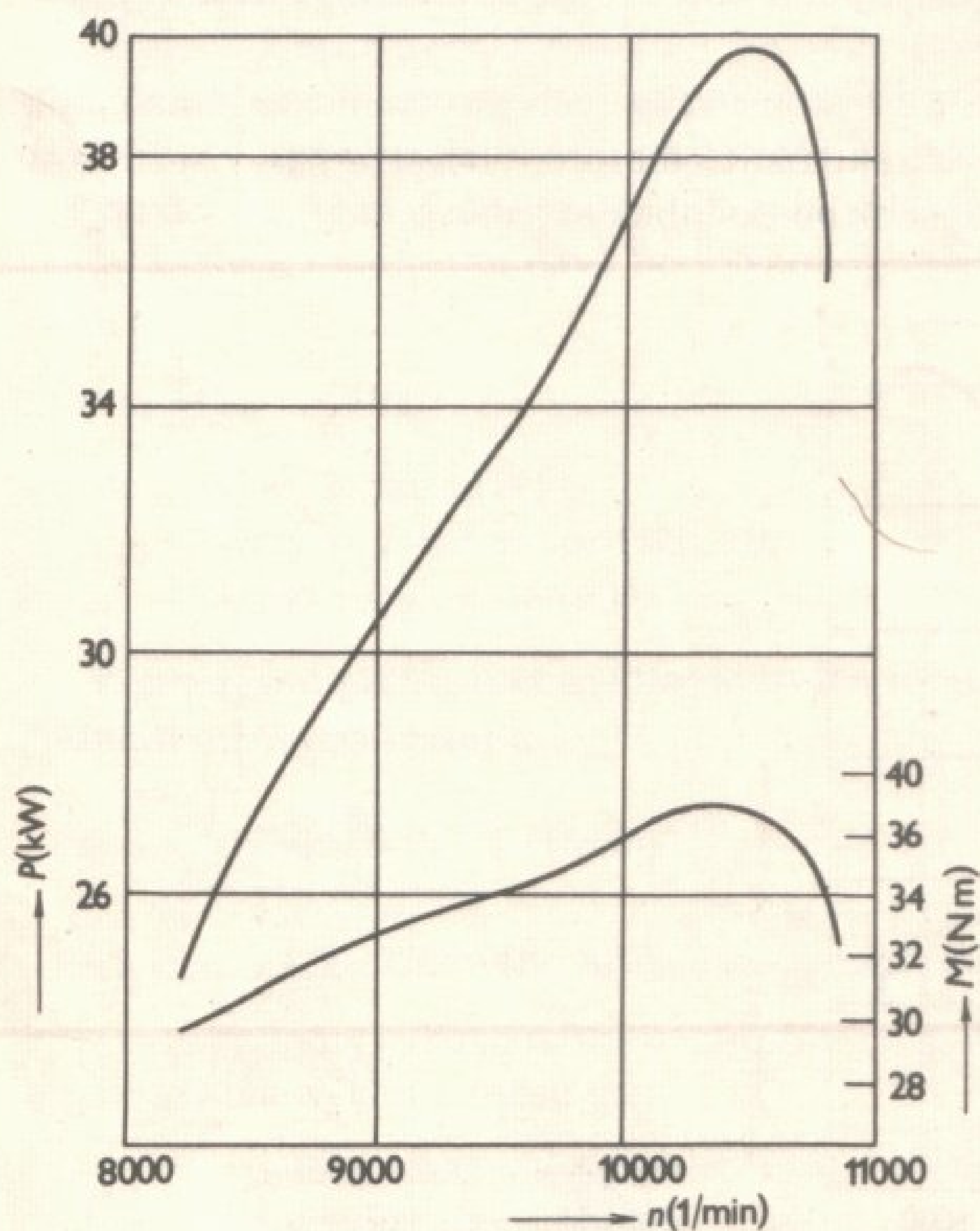


Příkladem pružného motoru je charakteristika Jawy 350 typ 634

Pro pohodlný cestovní provoz je nejpriznivější tzv. pružný motor, který má nejvyšší hodnotu točivého momentu v nižších otáčkách a který má poněkud prohnutější výkonovou křivku než motory s vyšším výkonem. Pružný motor nevyžaduje časté řazení ani při jízdě do stoupání, ani při akceleraci a dovoluje i pomalou jízdu, například v městském provozu nebo v mlze, na nejvyšší převodový stupeň. I přes nepochybné výhody pružného motoru šel vývoj motocyklových motorů, a to jak dvoudobých, tak čtyřdobých, v posledních desetiletích právě opačným směrem. Snahou konstruktérů i zkušebních techniků je dosažení poměrně vysokých výkonových parametrů z lehkého a rozměrově malého motoru. Podíváme-li se však zpět na vzorec pro výpočet výkonu motoru, vidíme, že výkon je tvořen součinem točivého momentu a otáček. Dlouholeté zkušenosti výzkumníků však ukazují, že bez přeplňování motoru kompresorem, které je konstrukčně nevýhodné i provozně nevhodné, se běžně dostupnými úpravami nepodaří podstatněji zvýšit hodnotu



točivého momentu nad hranici 1 Nm na 10 cm<sup>3</sup> objemu válce. Změnou časování, zvětšením karburátoru a sacích průřezů a hlavně pak úpravou výfukového systému je však možno přesunout největší hodnotu točivého momentu do vyšších otáček. Zvýšením otáček pak vzrůstá podle uvedeného vzorce přímo úměrně i výkon motoru.



U motorů silničních závodních motocyklů leží obvykle nejvyšší hodnota točivého momentu i výkonu v přibližně stejných otáčkách — na obr. charakteristika závodního dvoudobého dvouválce Jawa 250

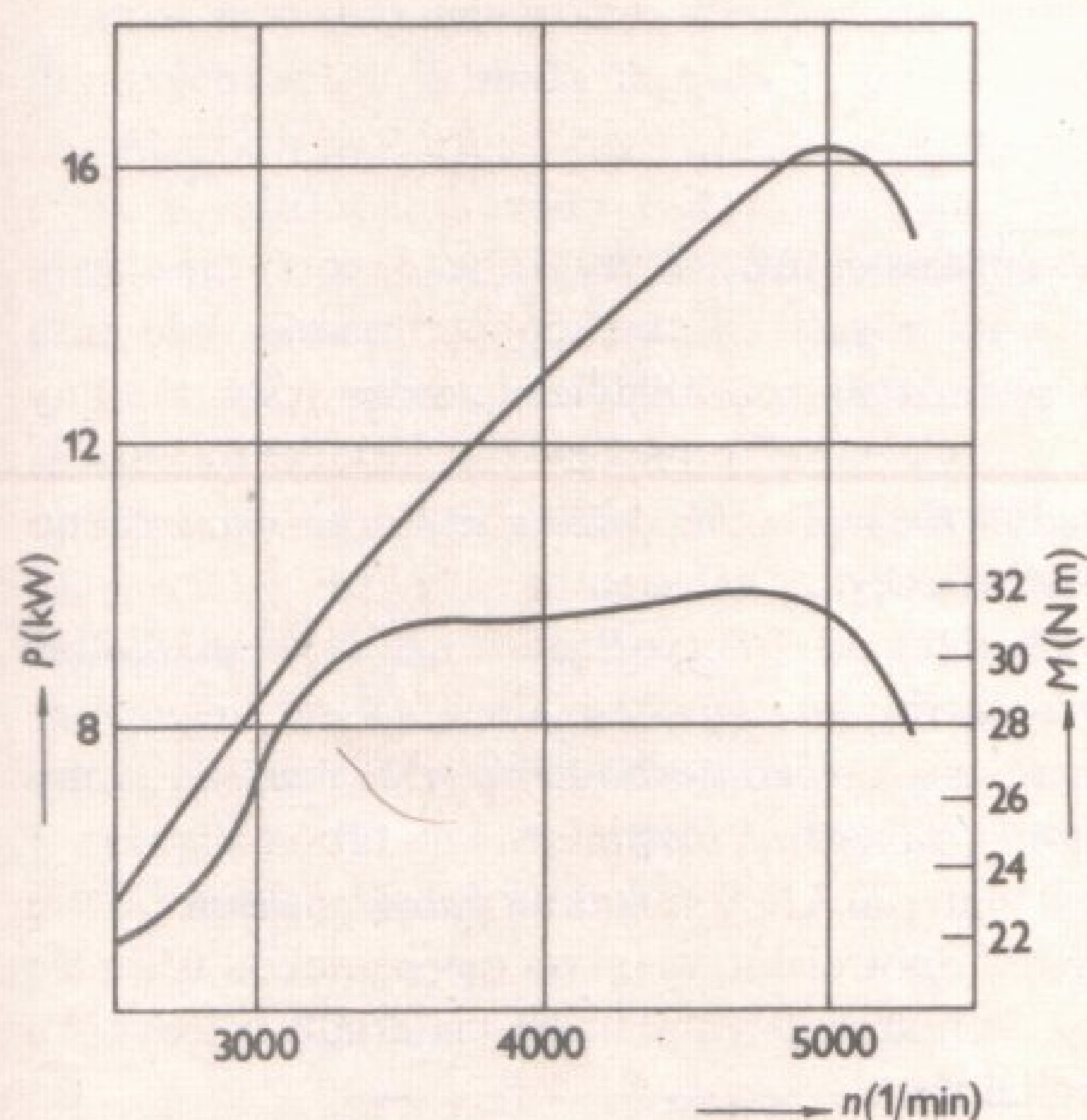
Pro závodní i sportovní motocykly převažuje důležitost maximálního výkonu nad pružností motoru, a proto všechny tyto motory mají vcelku nepříznivou, nepružnou charakteristiku. Maximální výkon je zde vždy při vyšších otáčkách. Přesto se zejména v poslední době věnuje větší pozornost tvaru výkonové křivky, a to hlavně u motorů terénních a soutěžních motocyklů. Výkonová charakteristika těchto motocyklů může být nepříznivá při nízkých i středních otáčkách, ale oblast vysokého výkonu by měla být v širším rozsahu vysokých otáček.

U cestovních motocyklů je volba mezi nejvyšším výkonem a pružností určitým kompromisem a záleží především na typu stroje a účelu použití.

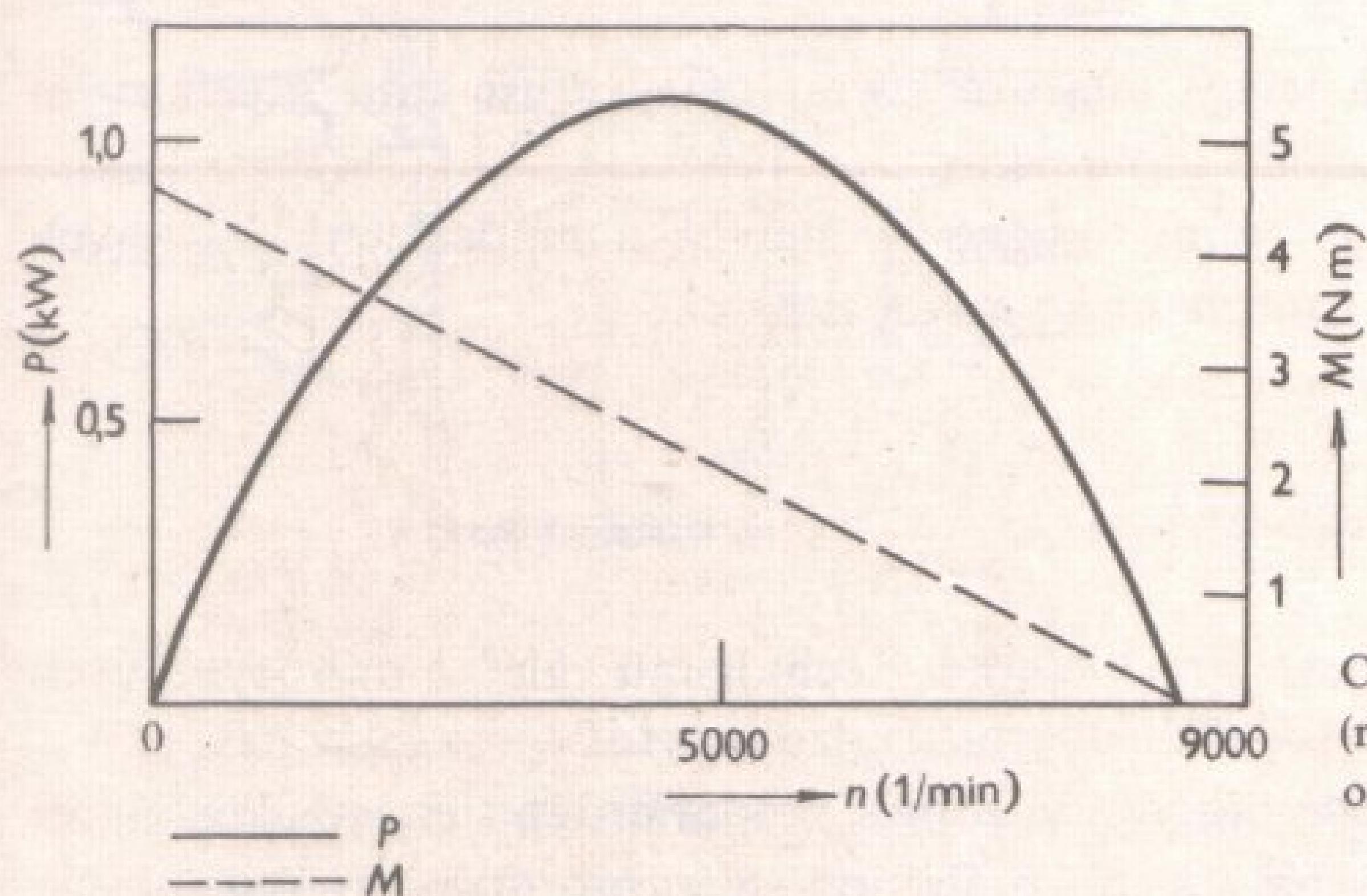
Odpůrci dvoudobých motorů argumentují nepříznivou charakteristikou jako jednou ze základních nevýhod dvoudobého motoru. Skutečností zůstává, že čtyřdobý motor je sice možno lépe seřídít na pravidelnější běh v nízkých otáčkách než dvoudobý, ale v provozním rozsahu otáček předčí moderní dvoudobý motor



tvarem své výkonové křivky čtyřdobý motor odpovídajícího objemu a použití. Tato skutečnost je příčinou ústupu čtyřdobých motorů z terénních a soutěžních motocyklů všech objemových tříd.



Zajímavý průběh křivky výkonu i točivého momentu motoru Sachs – Wankel



Charakteristiku elektromopedu (na obr. Garelli) můžeme snímat již od nulové hodnoty otáček

Kromě klasických dvoudobých i čtyřdobých motorů s klikovým hřídelem a posuvným pístem zkoušeli jednotlivci a větší výrobci motocyklů různé nekonvenční motory. Nejschůdnější se zatím zdá uplatnění motoru typu Wankel, které naráží na stejné problémy jako u automobilů a přináší i podobné výhody. Z hlediska škodlivin ve výfukových plynech je však ideální elektromotor.

Popis a problematika jednostopých motorových vozidel s elektrickým pohonem by přesahovaly rámec tohoto díla. Zde chci jen uvést, že jejich rozšíření čeká



stejně jako u elektromobilů na vyřešení zdroje s dostatečnou kapacitou při přijatelné hmotnosti a ceně, avšak charakteristika elektromotorů již používaných elektromopedů je ve srovnání se spalovacími motory téměř ideální.

#### 4.1 VÁLEC A PÍST

Válec s pístem tvoří základní funkční část motoru. U čtyřdobého motoru je vlastní válec vcelku jednoduchou součástí na rozdíl od dvoudobého stroje, kde jsou kromě přesného vývrtu pro běh pístu a kromě chladicích žebër ještě všechny kanály rozvodu.

Nepřihlížíme-li k časování rozvodu a tvaru kanálů, což bude podrobněji uvedeno v dalších částech, můžeme hlavní požadavky na válec stanovit takto:

1. Válec musí mít geometricky přesný válcový otvor, jehož osa je přesně kolmá k dosedací ploše válce na motorovou skříň.

2. Pracovní plocha válce se nesmí za provozu nevhodným způsobem deformovat — přípustné je pouze její stejnoměrné tepelné rozpínání.

3. Na pracovní ploše válce má být materiál, který ve styku s pohybujícím se pístem a pístními kroužky zaručuje minimální opotřebení, vysokou mechanickou účinnost i velkou životnost pístu s kroužky. Výhodná je kombinace materiálů válce, pístu a kroužků, která dává nízký součinitel tření.

4. Chlazení válce musí zajistit jeho stejnoměrnou teplotu i dostatečný odvod tepla z pístu.

5. Válec má být výrobně levný, lehký a svými tvary musí ladit s celkovým vnějším vzhledem motoru i celého motocyklu.

Splnění všech podmínek je velmi obtížné — hlavně u moderních výkonných motorů, kde válec je tepelně i mechanicky velmi zatížen.

##### *Druhy válců*

Dále si povšimneme předností i nedostatků všech druhů válců u motocyklových dvoudobých motorů.

Litinový válec odlitý ze šedé litiny je vývojově nejstarší. Jeho konstrukce, odlití i obrobení jsou jednoduché, ať již jde o jednotlivé a prototypové kusy, nebo o sériovou výrobu. Šedá litina je materiál tepelně stálý a má i dobré třecí vlastnosti v kombinaci s pístem z hliníkových slitin i s litinovými nebo chromovanými pístními kroužky. Životnost válce, přesněji řečeno životnost jeho vývrtu, lze prodloužit vhodnými ušlechtilými přísadami a krystalografickou stavbou litiny.

Litinový válec má ještě další podstatné výhody. Při vývoji motoru nebo při amatérských úpravách ke zvýšení výkonu je možno snadno rozšiřovat kanály a zvětšovat i tvar jejich vstupních otvorů v pracovní ploše pro píst. Po větším opotřebení lze bez obtíží válec vybrousit, zpravidla o 0,25 mm na průměru, a namontovat

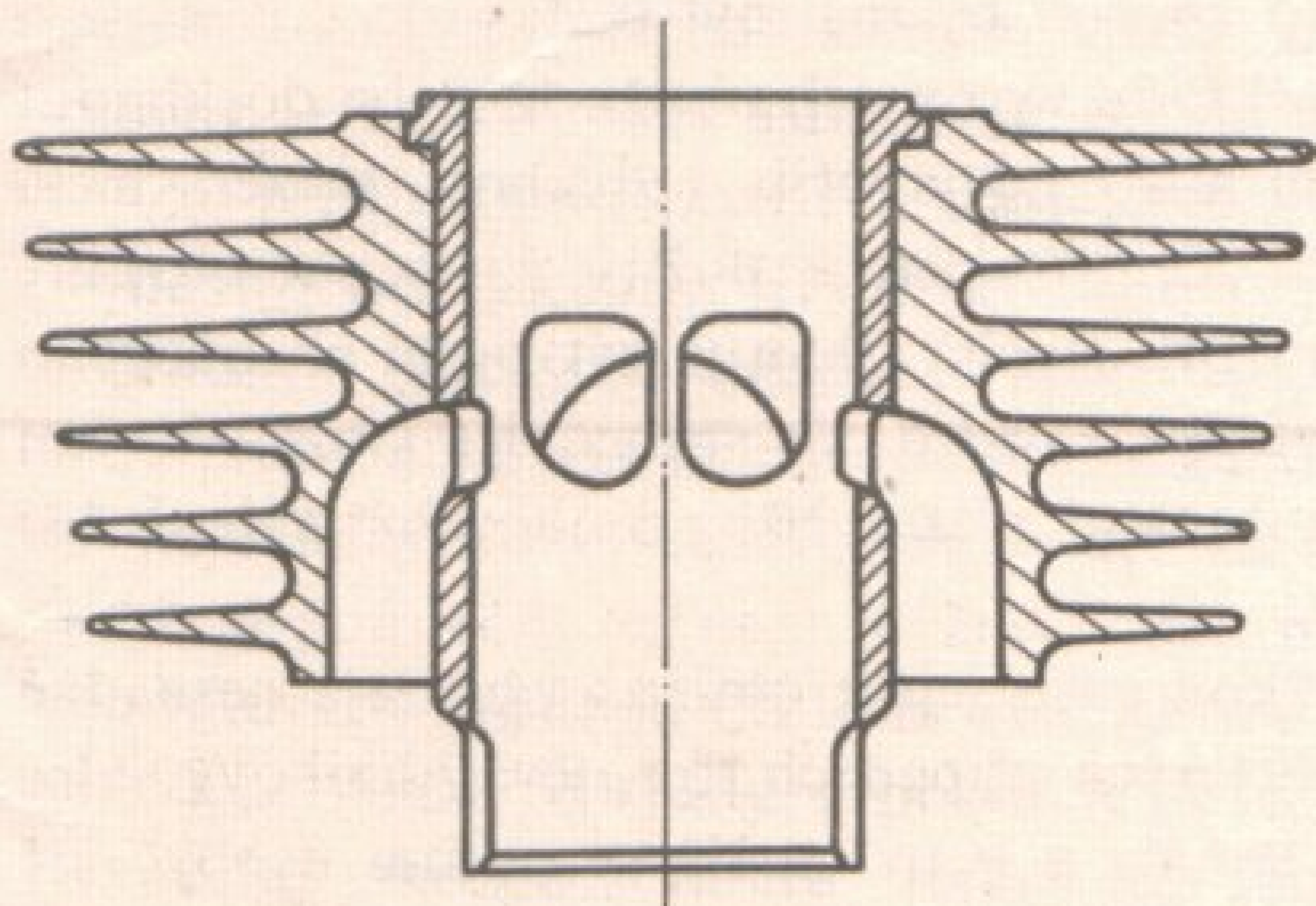


nový, výbrusový píst s kroužky. I při těžším zadření pístu není oprava válce nákladná. Většinou postačí odstranit z vývrtu válce všechny nanesené části hliníku z pístu a poškozená místa zaleštit.

Proč jsou tedy nenáročné litinové válce stále na ústupu? Základní nevýhodou litinových válců je malá tepelná vodivost litiny. U moderních tepelně vysoce namáhaných motorů je velmi obtížné a často i nemožné zajistit dostatečný odvod tepla z vnitřku litinového válce. Zvětšování žebër nepomáhá právě v důsledku nižší tepelné vodivosti litiny; žebra zůstávají na svých okrajích chladná a funkční části válce jsou přitom přehřáté.

Druhou závažnou nevýhodou je velká hmotnost litinových válců ve srovnání se všemi ostatními typy válců z lehkých slitin.

Vložkovaný válec, tj. válec z hliníkových slitin se zalisovanou vložkou — obvykle ze speciální litiny — je nejstarším řešením snahy o zlepšení chlazení a snížení hmotnosti. Výroba vlastního válce ze slitin lehkých kovů běží až do konečného zalisování vložky zcela nezávisle na výrobě vložky. Odlitek válce je zhotoven ze slévarensky výhodného materiálu a dále se mechanicky obrábí. Tvar kanálů je zpravidla odlit na čisto, avšak u speciálních motorů se obrábí a u válce bez vložky je tato operace poměrně snadná.



Hliníkový válec s vložkou ze speciální litiny

Vložka válce se vyrábí z jakostní litiny, oceli na odlitky nebo nerezistu, tj. materiálu s velkým procentem niklu a chrómu. Technologicky nejvýhodnější jsou vložky zhotovené metodou přesného lití, kde tvary kanálů vyžadují pouze kontrolu nebo minimální obrobení. Pro válce speciálních a drahých strojů se nejlépe osvědčují odstředivě lité vložky s nejvyšší homogenitou materiálu — všechny nečistoty a příměsi zůstanou ve vnitřní části odlitku, která se odsoustruží.

Otvor vložky může být hrubě soustružen s přídavkem asi 0,1 mm na konečné obrobení po zalisování do válce.

Hlavní problémy válce s vložkou vyplývají z lisovaného spojení. Při ohřevu kompletního válce během práce motoru se více tepelně roztahuje válec ze slitin lehkých kovů než litinová vložka, takže může dojít až ke ztrátě lisovacího přesahu



a k uvolňování vložky. Rozdílnost hodnot tepelných vodivostí těchto dvou materiálů nestačí vyrovnat ani poněkud vyšší teplota vložky.

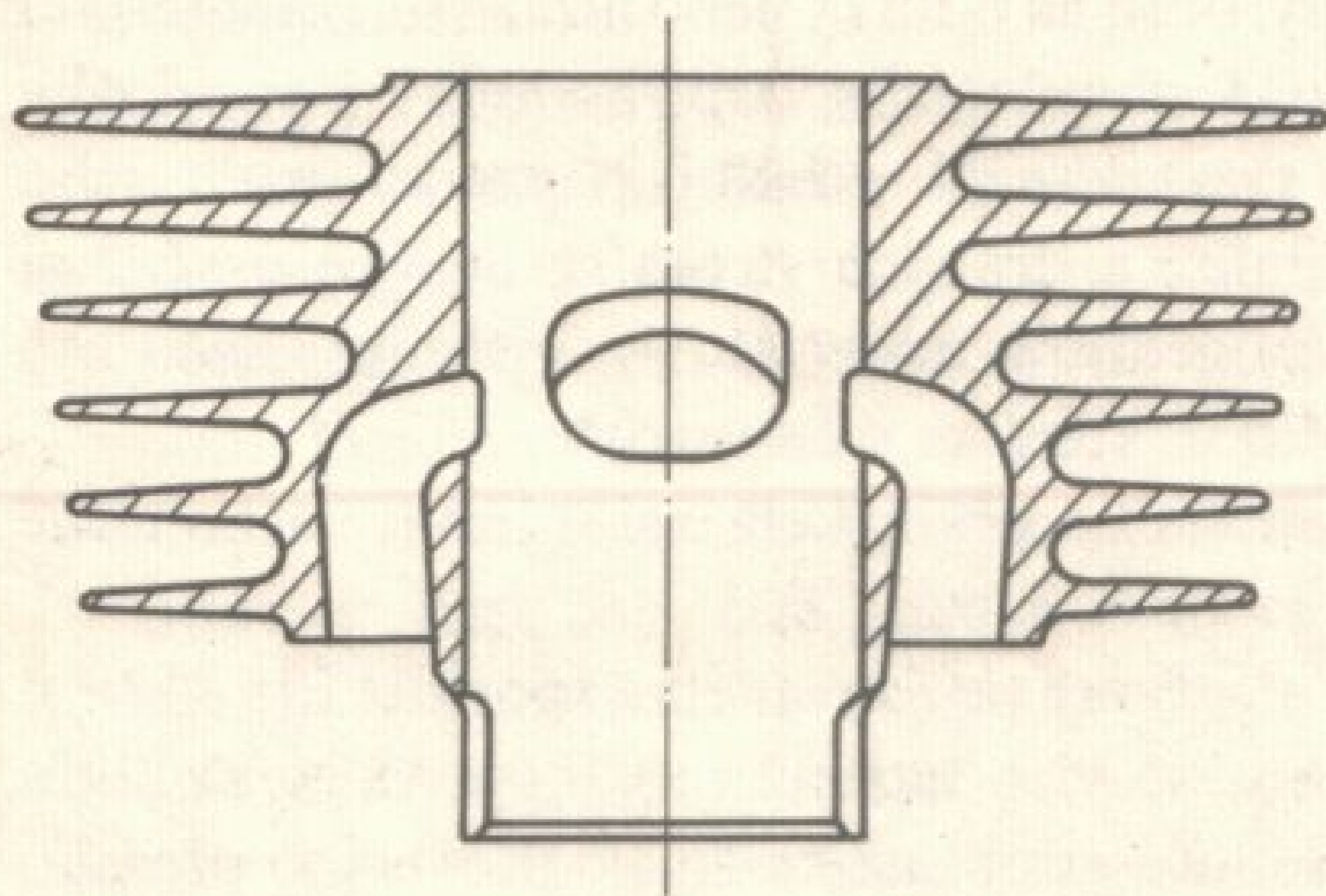
Studená vložka se vkládá do hliníkového válce ohřátého na teplotu asi 200 °C buď ve speciálním přípravku, nebo se lícuje podle rysek. Nejdůležitější je stanovení správného přesahu, který bývá v rozmezí 0,05 až 0,09 mm, podle průměru válce. Malý přesah způsobuje uvolňování a příliš velký přesah zhoršuje naproti tomu nasazení vložky a vyvolává nežádoucí trvalé deformace. Naprosto nesprávný je názor, že lisované spojení má větší pevnost při hrubším obrobení styčných ploch. Ihned po nalisování se vystupující nerovnosti otlačí a trvale deformují, skutečná styčná plocha se zmenší a otlačením se ztrácí i potřebný přesah. Lisované spojení nemá potom dostatečnou pevnost a naruší se i přestup tepla z vložky do válce.

Hlavními přednostmi vložkovaných válců proti litinovým jsou výhodné tepelné poměry, možnost přesné výroby kanálů, možnost volby speciálního materiálu vložky. Opravy vložkovaných válců jsou podobně jako u litinových snadné.

K nevýhodám patří kromě již uvedených problémů s lisováním také nutnost zachování dostatečně tlustých stěn vložky i válce, aby lisované spojení udrželo potřebný přesah.

Válce se zalitou vložkou by měly odstraňovat nevýhody lisování. Princip výroby válců se zalitou vložkou záleží v nalití hliníkového válce na dříve vyrobenou a předeřátou litinovou vložku. Tento způsob by měl být podstatně dokonalejší než lisování vložky, v praxi však přináší řadu výrobních obtíží. Je třeba dosáhnout toho, aby po vychladnutí se v žádném místě nevytvořila vzduchová mezera mezi válcem a vložkou. Technologie výroby těchto válců je složitá, často patentovaný postup, jako např. AL-FIN nebo AL-FER, jejichž cílem je vytvoření chemického spojení mezi povrchovými vrstvami vložky a válce. Ve srovnání s vložkovanými válci jsou válce se zalitou vložkou hmotnostně příznivější a mohou být výhodnější i funkčně.

K nevýhodám válců se zalitou vložkou patří jejich obtížná výroba a nesnadné vytvoření přesných tvarů kanálů. V některých případech se nalévá hliníkový válec na litinovou vložku bez okének pro kanály a tvar kanálů se potom neobyčejně pracně mechanicky obrábí.



Hliníkový válec s chromovanou pracovní plochou



Opotřebení a možnosti oprav i výbrusu jsou u válců se zalisovanou i zalitou vložkou přibližně stejné.

Chromované válce nebo přesněji válce s pochromovanou pracovní plochou v poslední době získávají stále více příznivců. Chromování válců ze slitin lehkých kovů bylo však mnohem dříve uspokojivě vyřešeno u čtyřdobých než u dvou-dobých motorů. Má-li chromovaný válec provozně vyhovovat, musí chromovaná vrstva na hliníkovém odlitku dokonale lpět a za žádných okolností nesmí dojít k místnímu odloupení chrómu, které znamená těžkou poruchu motoru. Nej-kritičtějšími místy jsou hrany okének kanálů, do kterých narážejí pístní kroužky. Situace je zcela stejná, je-li místo chromování použito elektrolytického nanášení niklové vrstvy s křemíkem podle metody Nikasil.

Při výrobě se nejprve odlitek na čisto obrobí a teprve nakonec se elektrolyticky nanáší vrstva chrómu. Různými metodami se musí zabránit vytvoření nárůstu chromové vrstvičky na hranách okének. Poslední fází chromování je umělé zdrsnění povrchové vrstvy, která by nebyla vhodná pro udržení souvislého olejového mazacího filmu. Výhodná je například tenká vrstvička porézního chrómu, která se vytvoří krátkodobým obracením toku elektrického proudu v lázni. Po umytí chromovaného válce je již jeho výroba ukončena.

Rozšíření kanálů ve válci při „ladění“ motoru na vyšší výkon je sice možné, avšak v žádném případě se nesmí fréza ani ruční nástroj dotknout chromované plochy — změna tvaru ústí kanálů do válce, a tedy i změna časování je vyloučena.

Za předpokladu přesné a spolehlivé výroby chromované válce funkčně lépe vyhovují než všechny tři již uvedené typy válců. Mají účinnější přestup tepla z pracovní plochy do chladicích žebírek a jsou i hmotnostně nejvýhodnější.

Opravy, ať již po běžném opotřebení nebo po poruše, jsou vždy obtížné a zpravidla je nejvýhodnější výměna celého válce za nový kompletní válec i s pístem. Dále ještě připomínám, že není možné použít pro chromovaný válec moderní ocelový chromovaný kroužek. Při tření dvou chromovaných ploch by došlo brzy k zadření.

Válce Alusil vyvolaly v poslední době velký rozruch mezi odborníky, neboť naznačují možnost dobré funkce při hospodárnější výrobě, než je nákladné chromování. Zákony k ochraně životního prostředí zdražují totiž v celém světě provoz galvanických chromovacích lázní.

Princip válců Alusil záleží ve vytvoření tvrdé pracovní plochy přímo v hliníko-křemíkovém odlitku válce a v použití pístů s nosnou železnou vrstvičkou.

Válce Alusil, jejichž název vznikl z kombinace slov aluminium a silicium, se vyrábějí z hliníkokřemíkové slitiny s 5 % příměsí mědi. Tato slitina vyvinutá firmou Karl Schmidt (NSR) se dá odlévat tlakově, do kokil a do písku. Po ztuhnutí odlitku válce jsou ve slitině jemně rozptýlené křemíkové krystalky. Po jemném obrobení pracovní plochy válce s konečným honováním zůstanou v této ploše nerozrušené krystalky křemíku. Po dalším speciálním obrobení, tzv. *křemíkovém lapování*, vystoupí křemíkové krystalky nepatrně nad stěnu válce. Povrch krystalků vytváří vlastní nosnou vrstvu a mezi jednotlivými vystouplými krystalky je dostatek místa pro mazací olej i pro částice vzniklé opotřebením.



Písty pro válce Alusil jsou z běžné hliníkové slitiny, avšak mají speciálním způsobem upravený plášť. Nejprve se na plášť obrobeného pístu nanese tenká měděná vrstva jako záchytný základ. Potom se galvanicky vytvoří nosná železná vrstva a na ní korozivzdorná zinková vrstvička. Při těchto procesech musí zůstat neporušené drážky pro pístní kroužky, ani nesmějí vzniknout tvrdé železné perly, které by poškodily válec.

Pro válce Alusil vyhovují litinové pístní kroužky obvyklého typu.

Objektivní zhodnocení výhod a nevýhod válců Alusil bude možné až po získání zkušeností ze širšího použití. Zatím tyto válce úspěšně používá General Motors pro automobily Chevrolet Vega a v odborné literatuře jsou zmínky o jejich úspěšném zavedení u dvoudobých vzduchem chlazených motorů.

Elektronové válce se zalisovanou vložkou vznikly ze snahy po snížení hmotnosti běžných válců ze slitin hliníku. Úspora je značná, neboť měrná hmotnost hliníkových slitin je podle množství přísad kolem hodnoty  $2,7 \text{ g/cm}^3$  a hořčíkových pouze  $1,8 \text{ g/cm}^3$ . Nevýhodou hořčíkových slitin je však vyšší cena, obtížnější dostupnost a složitější technologie lití zejména u konstrukcí s delšími chladicími žebry. K funkčním nevýhodám patří ještě vyšší součinitel tepelné roztažnosti, který zvyšuje riziko uvolnění vložky ve válci a zhoršení tepelného přestupu mezi vložkou a válcem. Dalším záporem je nižší tepelná vodivost a nepříznivější mechanické vlastnosti hořčíkové slitiny. Zatím byly u elektronových válců vždy zalisované vložky. Chromování nebylo dosud dořešeno a nalévání hořčíkové slitiny na vložku nepřichází při dnešní technologii výroby ještě v úvahu.

### *Chlazení válce*

Žádný spalovací motor nepracuje se 100% účinností a při spalování vzniká tedy nepříjemné teplo. U moderního dvoudobého motocyklového motoru je třeba asi 40 až 45 % kalorické hodnoty paliva spotřebované motorem odvést jeho chlazením, a to vzduchem nebo vodou.

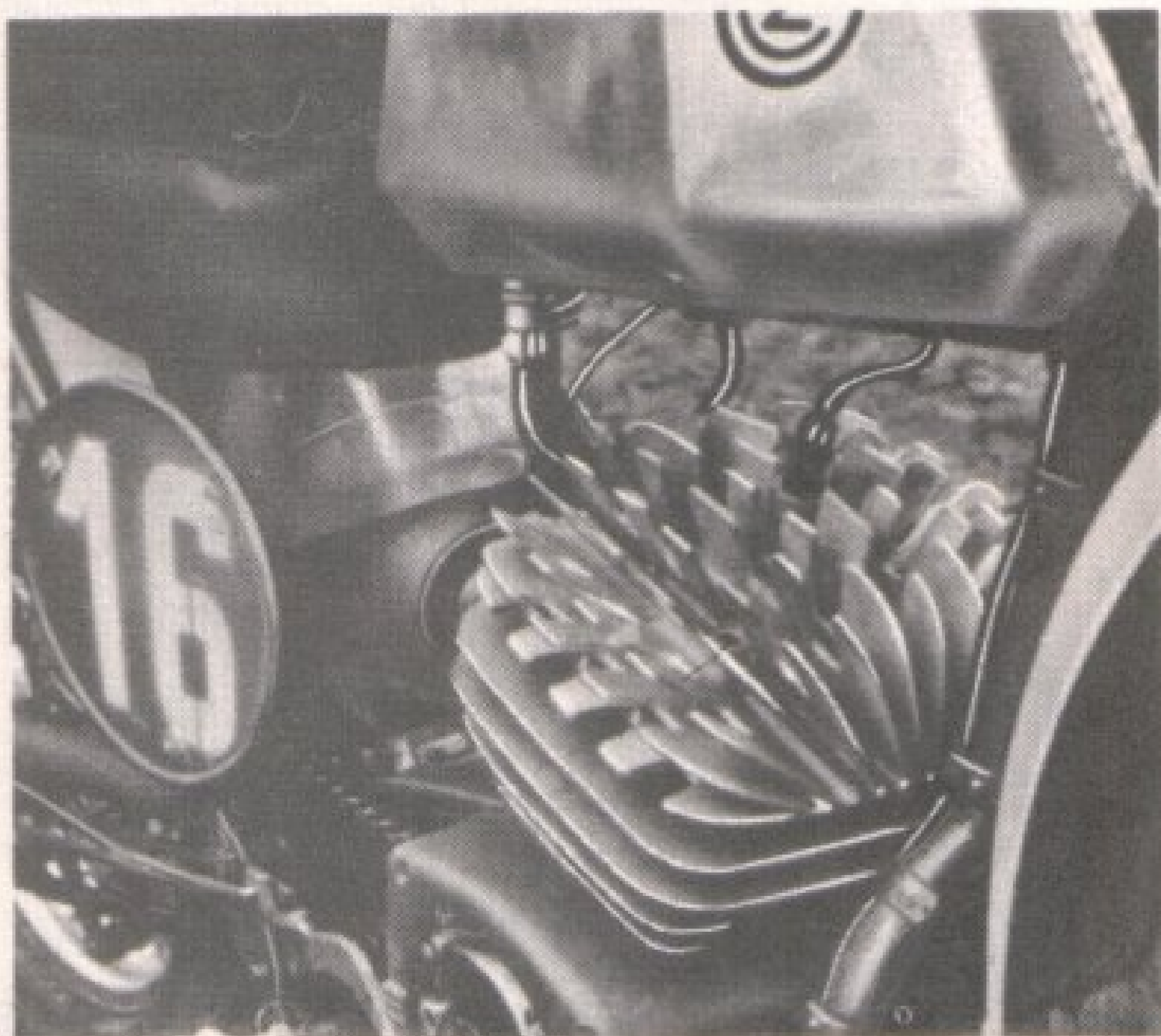
Nejteplejším místem válce dvoudobého motoru je horní část jeho pracovní plochy a oblast kolem výfukového kanálu. Úkolem chlazení je udržení pokud možno nejstejnější teploty v požadované výši.

Chlazení přímým náporem vzduchu je nejstarší a dosud nejrozšířenější způsob chlazení u motocyklů. Válec i hlava válce mají na povrchu žebra, která ofukuje vzduch rychlostí závislou na rychlosti jízdy. Regulace teploty se nepoužívá, kromě svépomocného částečného clonění motoru lepenkovou deskou nebo jiným materiálem při jízdě za zvlášť silných mrazů. Velikost i tvar žeber by bylo možné vypočítat, avšak rychlejší a bezpečnější výsledky dává v této oblasti zkušenost a cit konstruktéra a praktické měření teplot při zkouškách prototypů.

I žebrování válce prošlo, podobně jako jiné části motoru, dlouhým a pestrým vývojem. Nejstarším typem byla kruhová žebra stejného průměru, souosá s vrtáním válce. Po zjištění, že mohutné žebrování spodní části válce je zbytečné, byla spodní



žebra prostě vynechána bez zřetele na vzhled válce. Další konstrukce přináší již odstupňované průměry žebér a žebra různých oválných i hranatých tvarů. Objevily se i válce s módním, neobyčejně širokým žebrováním a podle vzoru vzduchem chlazených leteckých motorů vznikly i válce, nejčastěji pro silniční závodní motocykly, s velmi malou roztečí žebér.



Válec se střídavě sníženými žebry  
a vylehčeným žebrováním hlavy válce

U moderních motorů má však již rozhodující vliv účelnost. Velmi husté žebrování je u motocyklu nevýhodné, neboť proudící vzduch nemá dostatečný tlak a rychlost, aby pronikl do mezižeberních prostorů a mohl je chladit. Rozteč žebér se dnes volí nejméně 10 mm a pro stroje, které mají jezdit také v terénu, raději více, a to až do hodnoty 16 mm. U terénních a soutěžních motocyklů se osvědčily i úpravy, kdy žebra jsou střídavě snížena nebo se rozbíhají od těla válce. Funkčně výhodná, avšak slévarensky složitější je konstrukce s nesouvislými žebry trojúhelníkového nebo lichoběžníkového tvaru. Na pohled efektní, ale v praxi méně účelné je zvlnění žebér válce.

Nejdůležitější podmínkou správné funkce chlazení válce je rozšiřující se průřez žebér směrem ke středu válce a plynulý přechod žebra do těla válce.

Zcela nelogické a protismyslné je amatérské snižování hmotnosti válce provrtáváním žebér většími otvory rovnoběžnými s osou válce. Touto úpravou se podstatně omezí přestup tepla z vnitřku válce a konce žebér zůstávají chladné bez jakéhokoli užitku pro chlazení motoru.

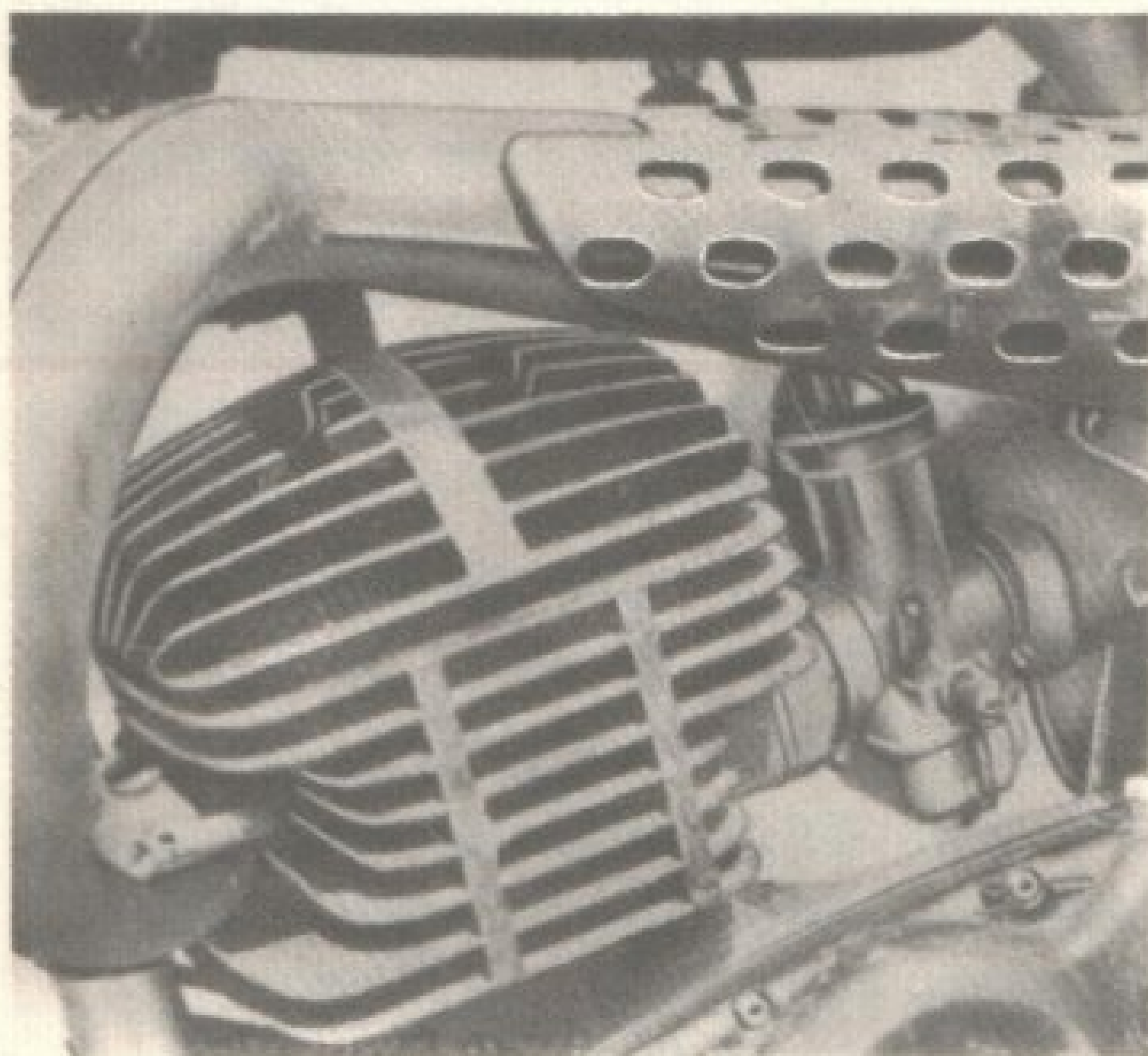
Důležité je zkrácení výfukového kanálu i vývodu výfuku ve válci. V těchto částech musí být válec intenzívně chlazen a vhodné přerušení žebér zabraňuje nadměrnému ohřívání celého okolí. Zadní část válce je vždy méně chlazená než strana vystavená přímému náporu chladicího vzduchu, a proto v horní části je účelné protažení žebér vzadu více do šířky. Dolní část zadní stěny válce se obvykle dostatečně chladí sáním.

Menší význam, než se dříve v odborných pramenech uvádělo, má vliv povrchové úpravy válce na chlazení. Odlitky válce ze slitin lehkých kovů z moderní sériové



výroby mohou být použity bez jakékoli vnější úpravy. U horších pískových odlitků se někdy používá pískování nebo kuličkování povrchu.

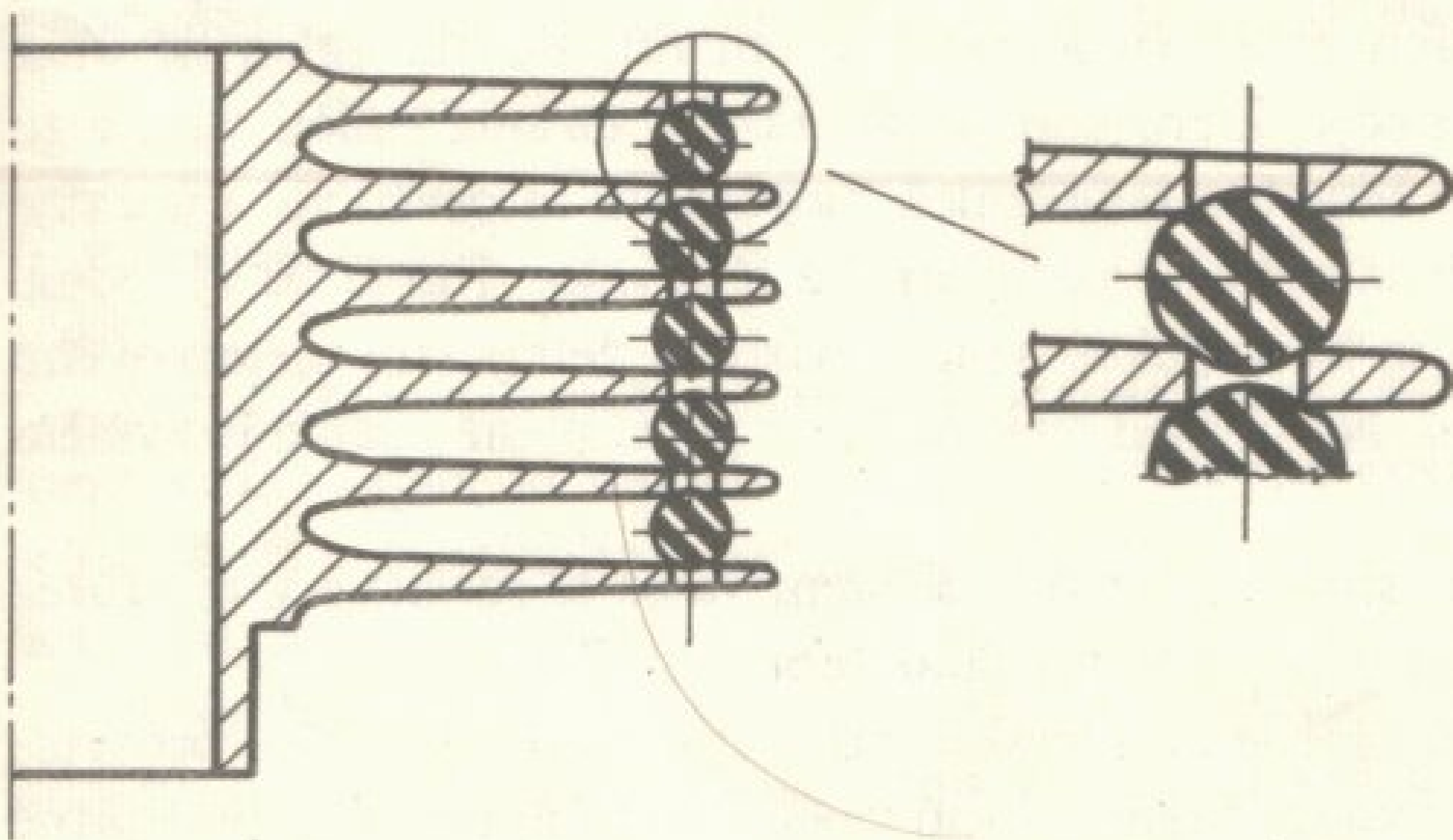
U některých motorů určených především pro jízdu v terénu se povrch válce i hlavy válce stříká speciální černou barvou. Při pomalé jízdě s méně vydatným ofukováním může mít vyšší vyzařování tepla z černého povrchu svůj význam.



Slití žebër válce přenáší chvění do vysokých, méně slyšitelných frekvencí



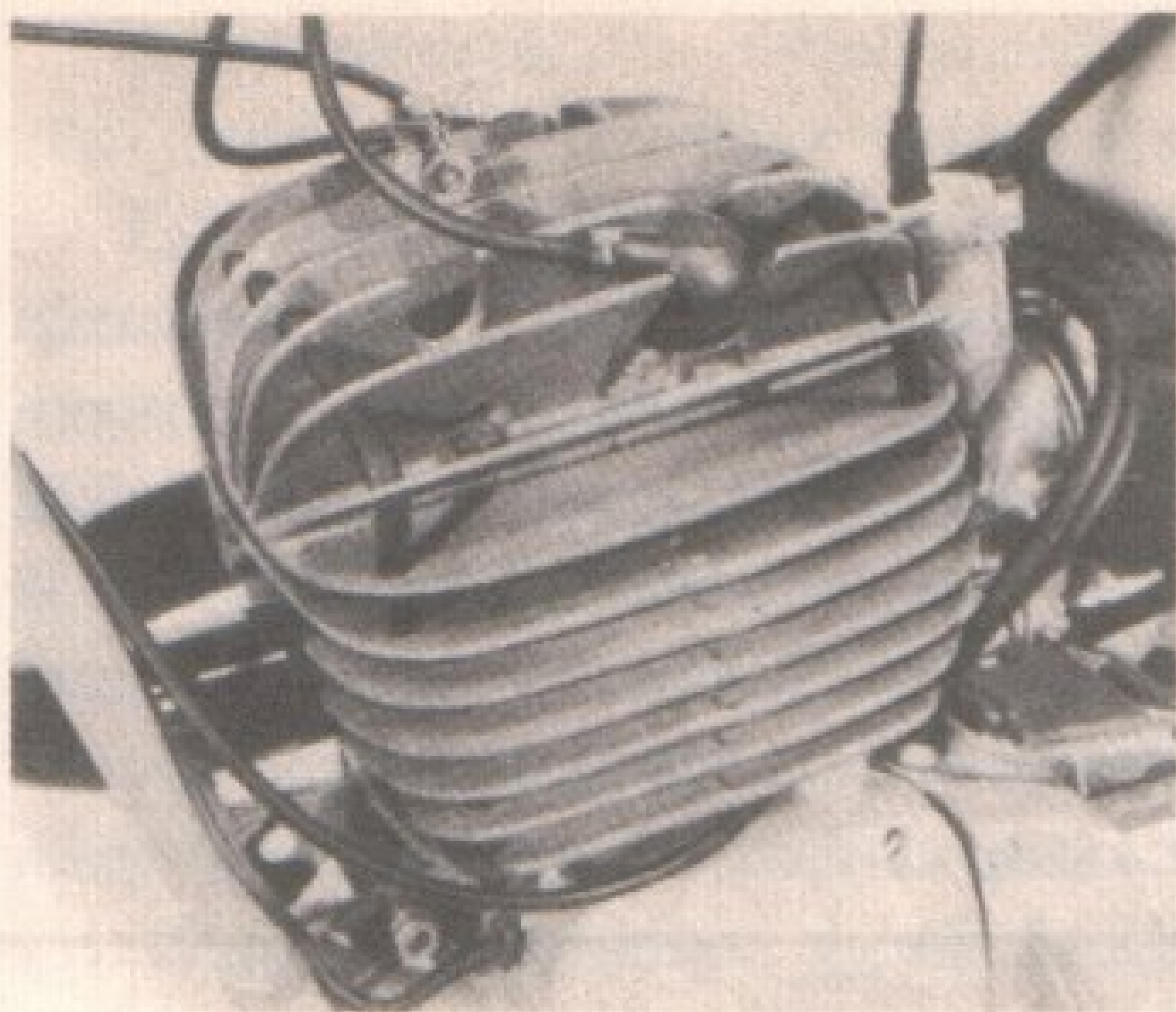
Solidní propojení žebër u motoru soutěžního motocyklu Maico



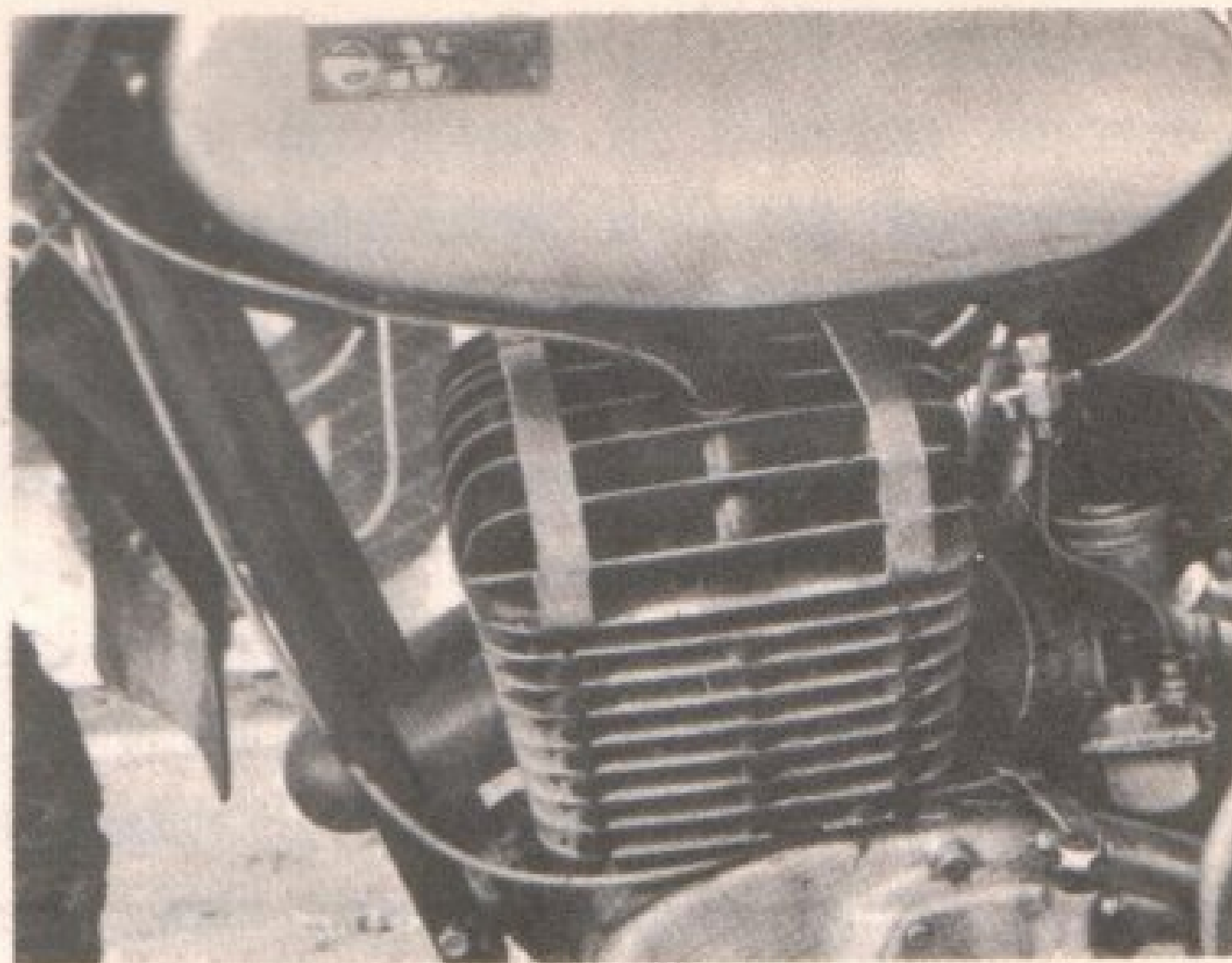
Zajímavý příklad omezení chvění žebër pomocí pryžových kuliček

Aktuálním problémem posledních let jsou rezonance a chvění dlouhých žebër válce, které zvyšují nepříjemným způsobem hlučnost motoru. Nejvýhodnější je proto spojení okrajů sousedních žebër v několika místech tenkými spojovacími nálitky již při výrobě odlitku. Toto prolití žebër však často podstatně zdražuje odlitky, které se nedají snadno vyjmout z formy. Jiným způsobem snížení chvění žebër je jejich propojení kovovými nebo pryžovými trubičkami u hotového válce. Účelné, avšak nepříliš vzhledné je také svépomocné opásání žebër válce i hlavy válce páskem z duše.



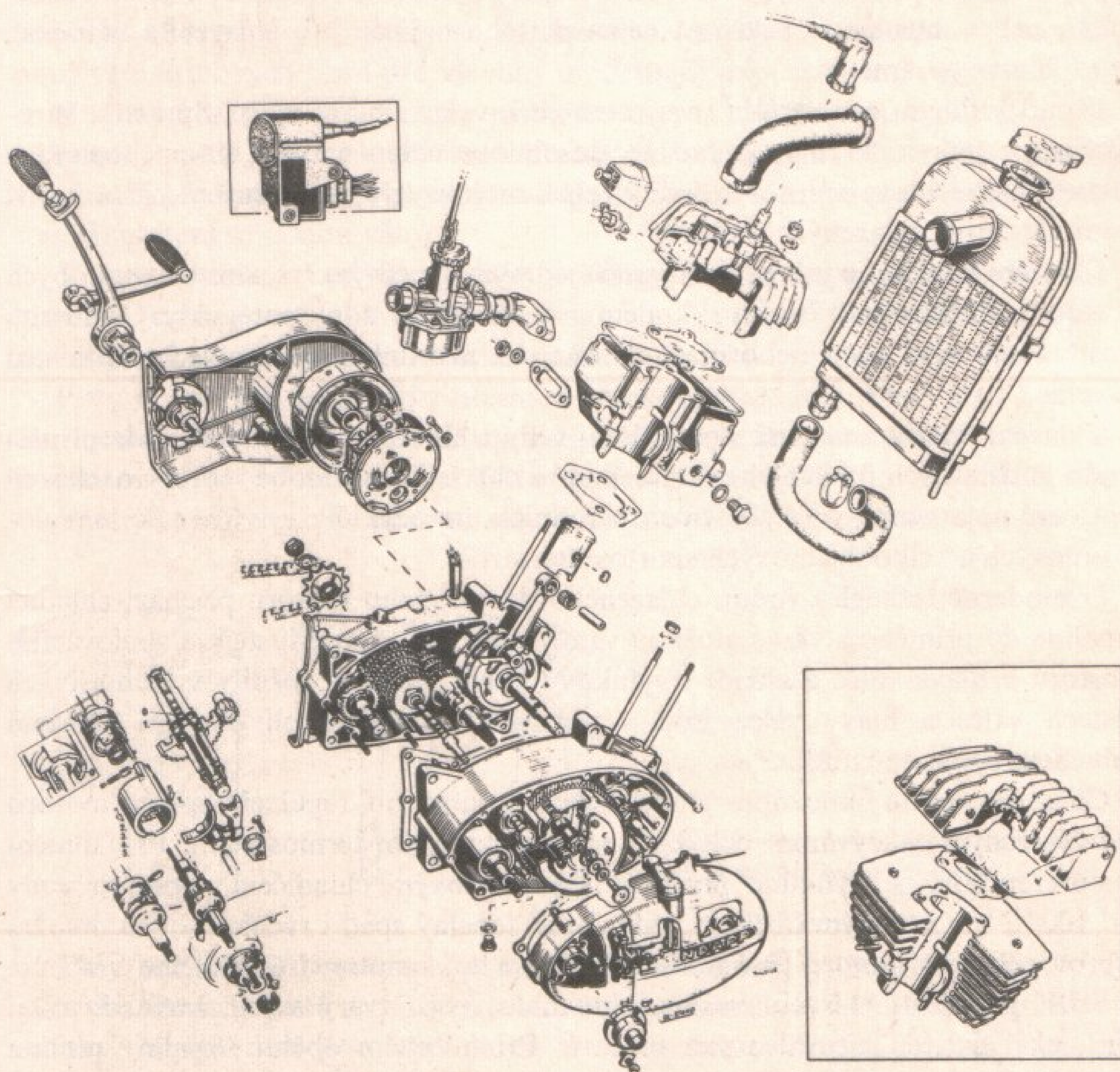


a



b

Příklad tlumení chvění žebér pryžovou hadičkou u soutěžního motocyklu Jawa (a)  
a dodatečného tlumení páskem z duše u MZ (b)



Pohled na rozložený vodou chlazený motor Zündapp 50 — dole alternativa s chlazením vzduchem



Chlazení přímým náporom vzduchu je možné vylepšit vhodným směřováním přívodu vzduchu na nejteplejší místa válce a hlavy válce. Je však třeba vždy kontrolovat, dávají-li různé přídavné plechy skutečně požadovaný účinek.

Chlazení větrákem se u jednostopých motorových vozidel používá nejčastěji na skútrech se zakrytým motorem a na některých maloobjemových motorech mopedů. Dříve nacházel větrák uplatnění i u některých soutěžních motocyklů nejnižších objemových tříd pro udržení teploty válce na přijatelné výši i při jízdě do dlouhého strmého stoupání. Značný potřebný příkon větráku kolem hodnoty 0,5 kW spolu s dalším vývojem žebrování náporového chlazení však způsobil, že maloobjemové soutěžní motory vystačí dnes s náporovým chlazením. Lákavějším řešením podstatného zlepšení chlazení než větrák je nyní pro konstruktéry sportovních motocyklů chlazení vodou.

Větrák nuceného chlazení vzduchem je u skútrů umístěn přímo na klikovém hřídeli a s výhodou bývají jeho žebra vytvořena na rotoru setrvačnickového zapalování. Konstrukce i výpočet větráku včetně tvaru jeho lopatek jsou značně složité, neboť musíme respektovat nejen potřebný výkon pro chlazení a účinnost, ale i hlukové parametry.

Proud vzduchu od větráku se usměrňuje k válci a hlavě válce. Správně tvarovaným plechovým krytem je možno dosáhnout účinného chlazení nejteplejších oblastí válce i hlavy válce a chladičí žebra mohou být podstatně menší a hustší než u náporově chlazených motorů.

Chlazení kapalinou je v poslední době jediným úspěšným řešením u dvoudobých motorů se špičkovým měrným výkonem pro silniční závodní motocykly. Chladičím prostředkem bývá voda, neboť jízda v mrazu na závodních motocyklech nepřichází v úvahu.

Chlazení vodou znamená sice zvýšení ceny i hmotnosti motocyklu, ale přináší i řadu podstatných funkčních výhod. Vodou chlazené dvoudobé motory nacházejí proto své uplatnění kromě silničních závodních motocyklů všech tříd také u maloobjemových a velkoobjemových sportovních strojů.

U moderně řešeného vodou chlazeného dvoudobého motoru přichází chladičí kapalina do přímého styku s vložkou válce stejně jako s vnější stěnou spalovacího prostoru v hlavě válce a chladí i výfukový kanál. Tepelné rozdíly v jednotlivých místech válce a hlavy válce jsou v porovnání s jakýmkoli druhem chlazení vzduchem podstatně nižší.

Chlazení vodou umožňuje jednoduchou a účinnou regulaci teploty motoru buď částečným zakrýváním chladiče, nebo veštvěným termostatem. Pro silniční závodní motory je výhodné pracovat s přetlakovým chladičem, teplotou vody nad 100 °C a s nuceným oběhem vody. Vyšší tepelný spád i rychlejší oběh umožní dobrou účinnost motoru při menších rozměrech a hmotnosti chladičího systému.

Další předností chlazení vodou jsou malé vnější tvary válců, které dovolují konstrukci úzkých víceválcových motorů. Při nuceném oběhu kapaliny mohou být válce libovolně uspořádané na výšku, např. nad sebou, a tak je umožněna i stavba kompaktních víceválců s šoupátkem na klikovém hřídeli.



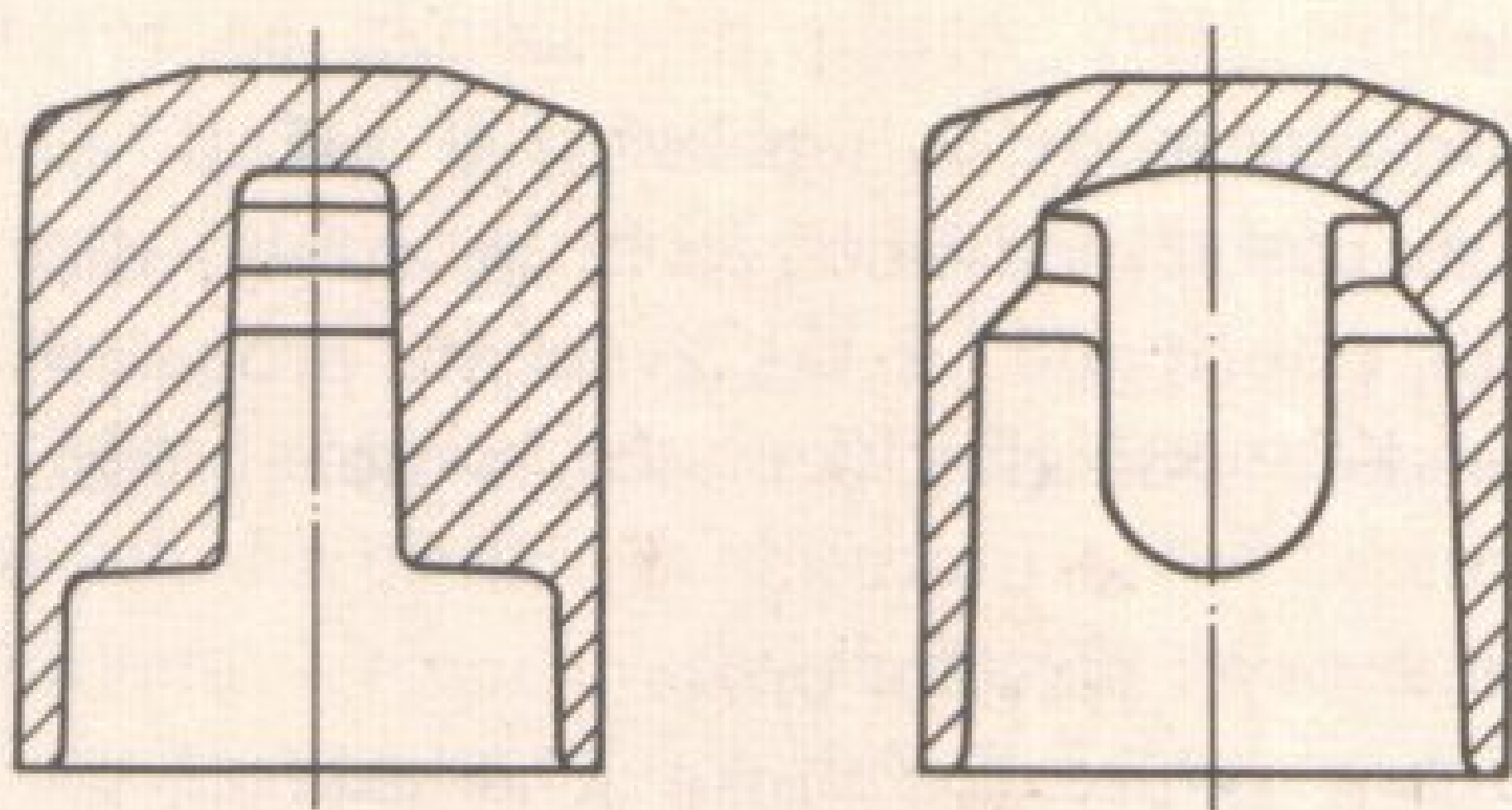
Základním rozměrem pro konstrukci pístu je vrtání válce, v kterém bude píst pracovat. Na stavbu pístu moderního dvoudobého cestovního i sportovního motocyklu je mnoho často protichůdných požadavků. Píst musí především přenášet tlak expandujících plynů na klikový mechanismus a přitom vést ojnici. Píst s kroužky musí dobře těsnit tlak plynů ve válci a svou spodní částí musí uzavírat sací i přepouštěcí kanály. Píst má mít minimální možnou hmotnost, ale také tvarovou stálost při mechanickém i tepelném namáhání. Musí dále zajistit bezvadnou funkci pístních kroužků. Píst by měl mít co nejmenší tření ve válci pro dlouhou životnost a menší třecí ztráty, avšak musí být tak těsný, aby ve všech pracovních režimech zajišťoval tichý běh.

Značný vliv na splnění požadavků, velmi důležitých pro funkci motoru, má materiál pístu. Původně používaná litina měla sice výborné třecí vlastnosti, tepelnou stálost i malou roztažnost, ale velkou měrnou hmotnost a nízkou tepelnou vodivost. Posledně dvě jmenované vlastnosti nakonec rozhodly o nemožnosti používání litinových pístů pro všechny modernější dvoudobé motocyklové motory.

Hliníkové slitiny pro stavbu pístu jsou dvou základních typů, a to hliník s přísadou mědi a hliník s přísadou křemíku. První typ má vhodnější mechanické vlastnosti, především vyšší pevnost, avšak větší tepelnou roztažnost a nepříznivější součinitel tření se stěnou válce.

V současnosti se nejvíce používají slitiny s křemíkem, jichž podle obsahu křemíku existuje několik typů. S rostoucím podílem křemíku klesá tepelná roztažnost i součinitel tření, ale klesá také mechanická pevnost.

Písty se vyrábějí nejčastěji z přesných kokilových odlitků, které před konečným obrobením procházejí umělým stárnutím. Jde o důležitý tepelný proces, jehož podstatou je ohřev nehotového pístu na teplotu asi  $200^{\circ}\text{C}$  a několikahodinové ustálení na této teplotě. Stárnutí má význam pro další rozměrovou stálost pístu.

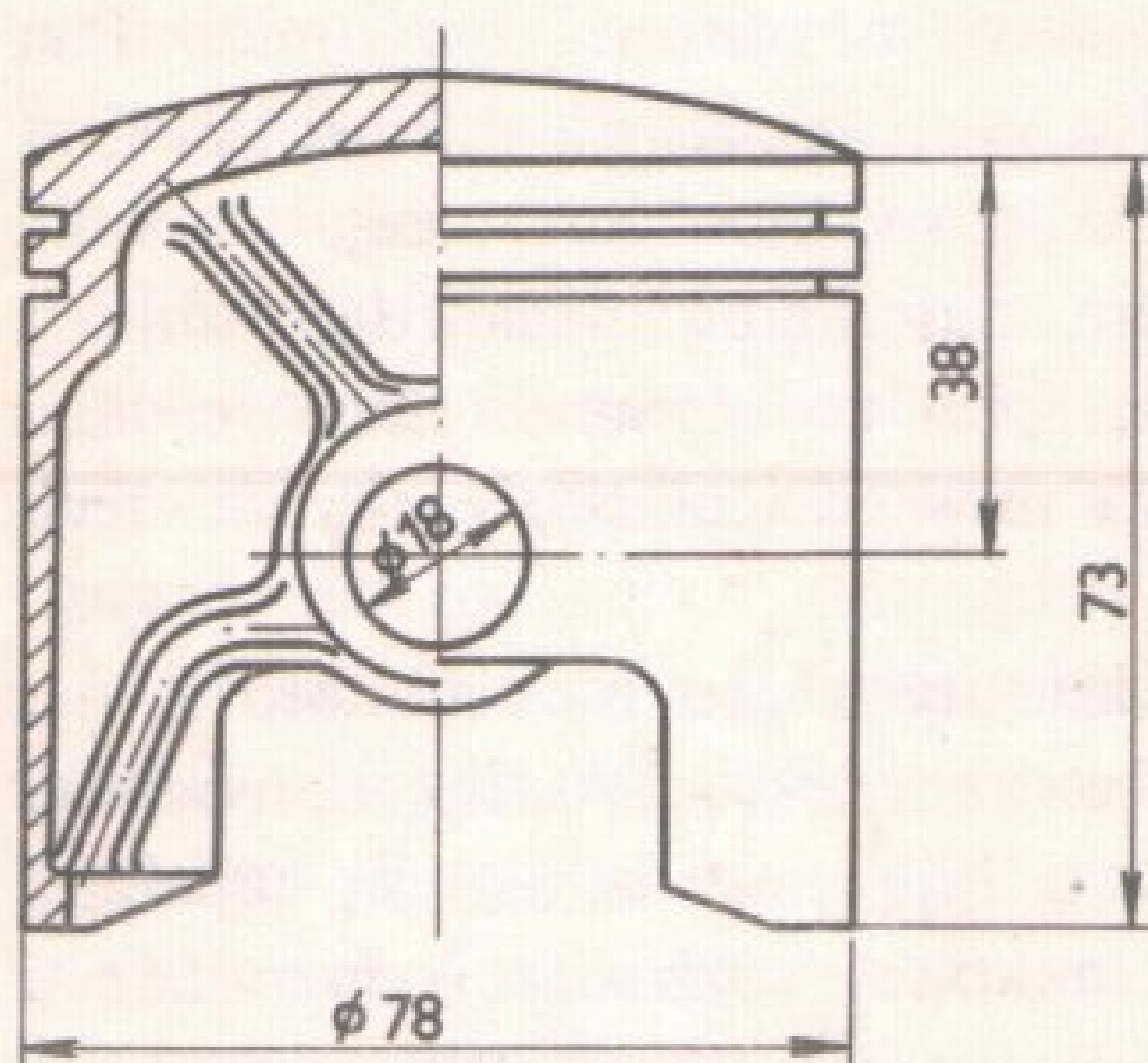


Výkovek pístu, vyznačený na obr. ve dvou řezech, vyžaduje pracné obrobení

Písty pro nejvyšší mechanické namáhání se obrábějí z pevnějších hliníkových výkovků. Pevnost pístů z výkovků je více než dvojnásobná v porovnání s kokilovými odlitky. Nevýhodou jsou však horší třecí vlastnosti a větší tepelná roztažnost hliníkových kovatelých slitin a navíc ještě cena výkovku i jeho složitější opracování.



Kompromisním řešením, obvyklejším hlavně v zahraničí, je překování odlitků z hliníkových slitin s vyšším podílem křemíku. Vhodně voleným překováním a tepelným ustálením se získají příznivější mechanické vlastnosti při nízkém součiniteli tření a malé tepelné roztažnosti.



Základní rozměry pístu – příklad soutěžního jednoválce Jawa 350:

- Ø 78 – jmenovitý průměr (= vrtání válce),
- 73 – výška pístu,
- 38 – kompresní výška,
- Ø 18 – průměr otvoru pro pístní čep

Další důležitou hodnotou pístu je jeho délka, která by z hlediska správné funkce, tichosti běhu a životnosti měla být co největší. Naproti tomu s rostoucí délkou pístu stoupá jeho hmotnost a navíc se zvětšuje také délka a tím i hmotnost ojnice. Písty moderních dvoudobých motorů jsou většinou poměrně krátké; minimální délka je dána pouze hodnotou zdvihu pístu. Délka pístu, a to alespoň v oblasti u výfukových kanálů, musí být vždy alespoň nepatrně větší než je zdvih, aby se v horní úvrati neotevřel výfukový systém do klikového prostoru.

Kompresní výška udává vzdálenost osy pístního čepu od horní hrany pístu, a tedy i polohu pístního čepu v plášti pístu. Z hlediska správné funkce i životnosti pístu by měl být pístní čep uložen poměrně vysoko, aby píst byl vzhledem k pístnímu čepu silově rovnoměrněji zatížený. Nízko uložený čep naproti tomu výhodně zkracuje délku a hmotnost ojnice.

Dno pístu musí mít dostatečnou tloušťku stěny z tepelných a nikoli jen z pevnostních důvodů. U tenkých stěn se nestačí odvádět teplo ze středu dna do oblasti u kroužků a dochází k natavení, popřípadě i k tak zvanému propálení pístu. Z podobných důvodů musí být také větší tloušťka stěn v horní části kroužkové oblasti.

Nálitky pro pístní čep je výhodné spojit žebry s pláštěm pístu.

Tloušťky stěn ve spodní části pístu určuje pouze podmínka jeho tuhosti, ale i zde pomohou lehká výztužná žebra a zesílený spodní okraj pístu.

Okénka v pístu pro průchod směsi pístem značně narušují jeho pevnost a stálost rozměrů. Hrany okének mají být zesíleny výztužným žebrem vytvořeným již v odlitku nebo výkovku. Dodatečné svépomocné rozšiřování tohoto okénka, které znamená narušení nebo dokonce přerušení výztužného žebra, může být z hlediska pevnosti pístu nebezpečné.



Plášť pístů dvoudobých motocyklových motorů je souvislý. Není zde ani horizontální štěrbina tepelně oddělující horní část pístu od spodní části pláště, ani svislá nebo šikmá štěrbina k dosažení tichého běhu pístu. Kompaktní písty s nepřerušovaným povrchem jsou pevnostně i hmotnostně výhodnější, ale obtížnější je stanovení optimálních vůlí.

### *Vůle pístu ve válci*

Ideálem pro stanovení vůle jednotlivých bodů pláště pístu ve válci je dosažení stavu, aby píst při pracovní teplotě lícoval v celé délce pláště se stěnou válce. Rozhodující vliv na stanovení tvaru pláště pístu má tedy pracovní teplota ve všech částech pístu.

Píst nemá přesně válcový tvar, ale směrem nahoru se zužuje ve tvaru rotačního kužele s plynule zakřiveným obrysem pláště — v příčném směru není průřez pístu kruhový, ale oválný.

Nejvyšší teplota je ve středu dna pístu a velké zkušenosti s různými motory ukazují, že její hodnota má být v rozmezí 280 až 320 °C. Nebezpečná je vyšší teplota již kolem 350 °C, která způsobuje poruchy dna pístu a zadírání horní části pístu a kroužků i při dostatečných vůlích.

Přesné stanovení teplot je i v dobře vybavené motorové zkušebně obtížné, neboť jde o rychle se pohybující díl uvnitř motoru. Nejjednodušší metoda používá zvláštní termoindikační barvy, které při určitých teplotách trvale mění svou barvu. Získané výsledky jsou však značně nepřesné, neboť se měří pouze teploty na povrchu, navíc pak změna barvy nastane až při dosažení určité teploty, takže měření není spojitě.

Zajímavý způsob měření vznikl ve spolupráci britských firem Shell a Hepolite. Do měřených míst v pístu se našroubují speciální indikační šroubky s průměrem závitu 1/8 palce (tj. asi 3 mm). Šroubky jsou z materiálu, jehož tvrdost klesá v závislosti na teplotě a částečně i na době, kterou byly této teplotě vystaveny. Motor se zkoušeným pístem běží tedy určitou předepsanou dobu, při které se kontroluje běžným způsobem teplota válce a hlavy válce. Po rozebrání se podle poklesu tvrdosti zkušebních šroubků stanovuje teplota v jednotlivých bodech pístu.

Méně přesnou, ale poněkud jednodušší metodou je použití tavných čepů zamontovaných do pístu. Při dosažení tavné teploty se zkušební čepy roztaví a vylétnou výfukem. Určení vysokých teplot dna pístu je možné i změřením poklesu tvrdosti materiálu pístu. Tato zkouška však vyžaduje zničení pístu, neboť jiné měření tvrdosti než na vyříznuté části dna je nespolehlivé.

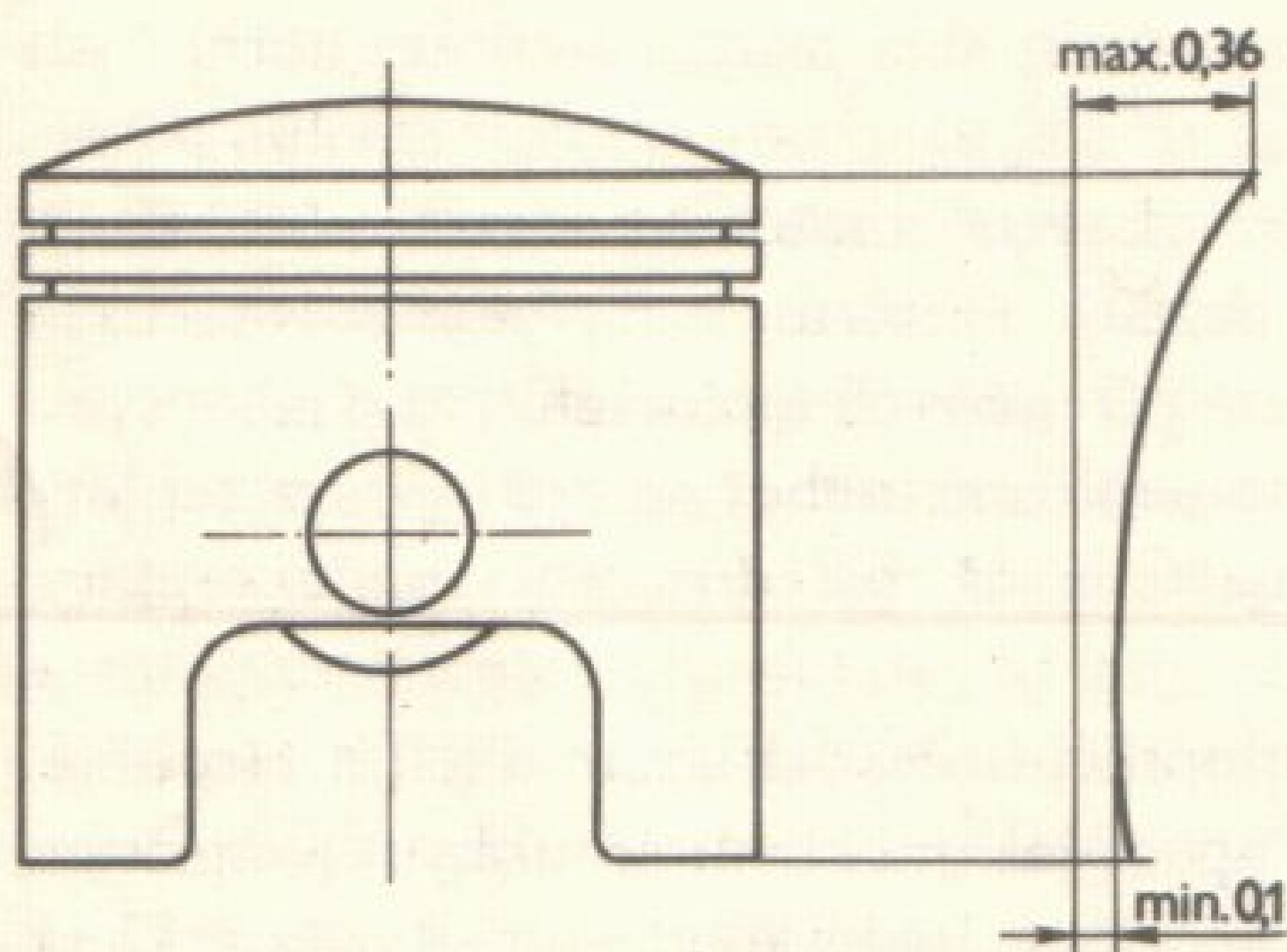
Teplo, které přijímá dno pístu přímým stykem s hořící směsí po celou dobu spalování, se z pístu odvádí pístními kroužky, pláštěm a spodní vnitřní stěnou dna pístu.

Až do nedávné doby byl odvod tepla pístními kroužky do stěny válce považován za rozhodující. Podle této domněnky byla stavba jednokroužkových pístů silničních



závodních motocyklů nevýhodná. Nejnovější výzkumy však přesným měřením prokázaly, že účinnost tohoto podílu chlazení pístu podstatně snižuje dvojitý přestup tepla. Naproti tomu je velmi účinný odvod tepla pláštěm pístu do stěny válce. Jeho vliv stoupá zejména u moderně řešených pístů, které se při provozní teplotě dotýkají velkou částí pláště stěny válce. U speciálních motorů s nejvyššími provozními otáčkami vzrůstá přechod tepla z pístu do válce hlavně na straně pláště tlačené ke stěně válce setrvačnými silami ojnice.

Vůli pístu ve válci začneme sledovat od horní hrany pístu. Horní můstek je nejteplejším místem pláště a zde je tedy také největší vůle. Dosáhnout usazení horního můstku na stěně válce je velmi obtížné a někdy i nebezpečné, neboť při okamžitém přehřátí pístu by zde došlo velmi brzy k zadírání nebo i zadření pístu a k poškození funkce horního kroužku. Zbytečně velká vůle zde však rozhodně není na místě, neboť horké plyny by pronikaly až na horní kroužek. Dalším nepříjemným důsledkem velké vůle horního můstku je vytváření karbonové vrstvičky, jejíž zrnka poškozují stěnu válce. Výjimkou z uvedené praxe jsou písty s kroužkem L, kde právě vůle nad kroužkem umožňuje výhody jeho funkce.



Znázornění tvaru pláště pístu (soutěžní Jawa 350)

Pod horním kroužkem již teplota pístu klesá a také vůle je zde značně menší než nad kroužkem. V oblasti kroužků se vůle směrem dolů prudce zmenšuje, a to u dvoukroužkových i tříkroužkových pístů.

Dalším důležitým místem pro měření průměru pístu je vodorovná rovina proložená osou pístního čepu. Směrem dolů již průměr pístu přibývá jen nepatrně a nejvyšší hodnoty dosahuje asi 10 mm nad spodní hranou.

Průběh změny vůle je u moderních pístů tvořen zcela obecnou křivkou danou závislostí roztažnosti materiálu a průběhu teplot ve směru od dna pístu dolů. Povrch se obrábí broušením nebo soustružením diamantovým nožem; u obou způsobů jde o kopírování podle vzorové šablony. Při svépomocné výrobě se někdy kopírování nahrazuje broušením ve dvou krátkých kuželových plochách, ke kterým se někdy ještě přidává válcová plocha v dolní části pláště pístu.

Snaha po omezení zbytečného tření pístu ve válci spolu s větší roztažností pístu ve směru osy pístního čepu vlivem koncentrace materiálu v nálitcích pro



pístní čep vedla konstruktéry k zvětšení vůlí pláště pístu v okolí otvorů pro čep a pod nimi. Vývojem tohoto odlehčení vznikla ovalita pístu. Ovalita je velmi malá, rozdíl průměru je obvykle 0,1 až 0,2 mm. Ovalita pístu však není v celé délce pístu stejná. Na horním můstku bývá nulová, maximální hodnoty dosahuje v oblasti okolo pístního čepu a směrem dolů opět klesá. Proměnná ovalita podstatně ztěžuje technologii výroby pístů. Pro běh motoru je důležitá, ale její hodnoty nejsou zdaleka tak citlivé jako vůle pístu v nosné části pláště.

Dojde-li vlivem špatně stanovených vůlí, nevhodného materiálu pístu nebo z jiného důvodu k zadření pístu, snažíme se odstranit jeho následky. Zkušený jezdec pozná zadírání pístu podle náhle ztíženého běhu a charakteristického zvonivého cvakání a včas vypne spojku ještě v počáteční fázi zadření. Po zastavení je třeba nechat motor chvilku vychladnout a pomalu dojet do místa, kde můžeme v klidu sejmut válec. Není-li zadření v oblasti kroužků, stačí brouskem snížit a citlivě vyhladit píst v místě zadření a pečlivě odstranit všechny zbytky hliníku ze stěny válce. Při poškození můstků a zapečení kroužků je třeba kroužky uvolnit a očistit. Rozlomí-li se při této práci kroužek nebo poškodí drážky v pístu, je lépe montovat nový píst.

Po opravě zadřeného pístu je třeba odstranit také příčinu zadření. Může to být přetížení nezajetého motoru, přehřátí motoru vlivem špatného seřízení nebo abnormálního přetížení, nedostatečné mazání, popř. jiný důvod.

### *Pístní kroužky*

Utěsnění pístu ve válci proti vysokému tlaku hořících plynů závisí na činnosti pístních kroužků. Pístní kroužky jsou uloženy v přesně obrobených drážkách v pístu a ke stěně válce jsou přitlačovány vlastním předpětím. Volný kroužek má tvar obecné křivky velmi podobný kružnici, která vznikla velmi složitým výpočtem z podmínky, aby přítlak zamontovaného kroužku na stěnu válce byl stejnoměrný. Stejný přítlak platí pochopitelně pouze v části válcové plochy nepřerušené kanály. Kroužky některých výrobců nemají ani stejný průřez kroužku – šířka kroužku se někdy liší až o hodnotu 0,3 mm.

Počet pístních kroužků má podstatný vliv nejen na výkon motoru, ale i na jeho práci při otáčkách běhu naprázdno a na spouštění. Z hlediska těchto požadavků by nejlépe vyhovovaly tři pístní kroužky, běžné na cestovních dvoudobých motorech starší koncepce. Tři kroužky však prodlužují masivní oblast dna pístu a tím podstatně zvětšují jeho hmotnost. Navíc větší počet kroužků znamená i větší třecí ztráty, které se projevují nejcitlivěji při nejvyšších otáčkách.

Dva pístní kroužky jsou dnes úspěšně používány na většině cestovních, sportovních, soutěžních i terénních motocyklů. Na moderních motorech silničních závodních motocyklů se problém počtu kroužků zmenšuje na otázku, má-li být jeden kroužek či dva. Jeden pístní kroužek umožňuje maximální snížení hmotnosti pístu i třecích ztrát, ale utěsnění je zejména v nižších otáčkách nedokonalé. Motor



s jedním pístním kroužkem se někdy obtížněji spouští a má nepravidelný běh v nižších otáčkách. U silničních závodních motocyklů, a to hlavně s válci menšího vrtání, však jednokroužkové písty převládají.

Pístní kroužky byly až donedávna výhradně ze speciální šedé litiny, označované jako litina kroužková. Kvalitnější pístní kroužky se nikdy nesoustružily z odlité trubky, ale odlévají se jednotlivě, přičemž vtoky jsou společné pro celý tzv. stromeček kroužků. Vnější tvar se obrábí na kopírovacím soustruhu, boky běžným broušením.

Litinové kroužky vyhovovaly ještě v prvních letech po druhé světové válce na dvoudobých motorech všech typů. První problémy s kroužky, a to jejich praskání, se objevily u dvoudobých silničních závodních motocyklů. Cestou k odstranění poruch bylo zvýšení jakosti kroužků, které se pro speciální motory vyráběly z vysoce legovaných litin a před montáží prošly pečlivou kontrolou včetně rentgenové. Další zvýšení otáček silničních závodních a později i terénních motocyklů přivodilo poruchy i zvláště zkoušených litinových kroužků. Příčina závad se hledala všude jinde, jen ne v materiálu kroužků – litina byla vždy jediným materiálem pro kroužky. Zužovala se okénka kanálů nebo se do jejich středu umísťovala přepážka. Srážely se dále hrany okének a pro hladký přechod kroužků se upravovaly zvláštní náběhy.

Jediným spolehlivým odstraněním možnosti prasknutí kroužku u závodního dvoudobého motoru je nahrazení litiny ocelí nebo tvárnou litinou. Ocelové kroužky však přinášejí řadu potíží. Především jejich cena je v porovnání s litinovými kroužky několikanásobně vyšší, horší je i těsnění ocelového kroužku a velmi dlouhá je doba jeho záběhu. Podstatnou nevýhodou je jeho nestálost rozměrů.

Ocelové kroužky se vyrábějí z legované pružinové oceli čtyřhranného průřezu, která se po navinutí do šroubovice rozřeže na jednotlivé polotovary pro výrobu kroužků. Ani u oceli není vhodné vzhledem k průběhu vláken materiálu vyrábět kroužky z trubky. Po mechanickém a tepelném zpracování se funkční vnější plášť kroužků na tvrdo chromuje a u některých ocelových kroužků jsou chromovány i obě boční plochy. Chromování boků kroužků nemá na jejich činnost vliv, ale může přispět k vyšší přilnavosti chrómu u mechanicky namáhaných hran. Spolehlivost ocelových pístních kroužků závisí především na dokonalém spojení chrómu se základním materiálem. Při obvyklé tloušťce vrstvy chrómu 0,08 mm již může její odloupená část způsobit těžké poškození nebo i havárii motoru.

Ocelový kroužek s tvrdě chromovaným povrchem se obtížně přizpůsobuje přesnému tvaru vrtání válce zvláště tehdy, došlo-li k jeho deformaci. Tuhý ocelový kroužek změní někdy samovolně své přesné geometrické tvary a po nasazení do válce můžeme při kontrole zjistit v několika místech průsvit. U více deformovaných, a to i u nových kroužků nepomůže nic jiného než jejich výměna. Záběh těchto kroužků postupuje velmi pomalu a někdy není dosažen ani za celou dobu životnosti kroužku a válce.

Podobné vlastnosti jako ocelové kroužky mají i kroužky z tvárné litiny. Mají takřka stejnou odolnost proti prasknutí jako ocelové kroužky a přitom



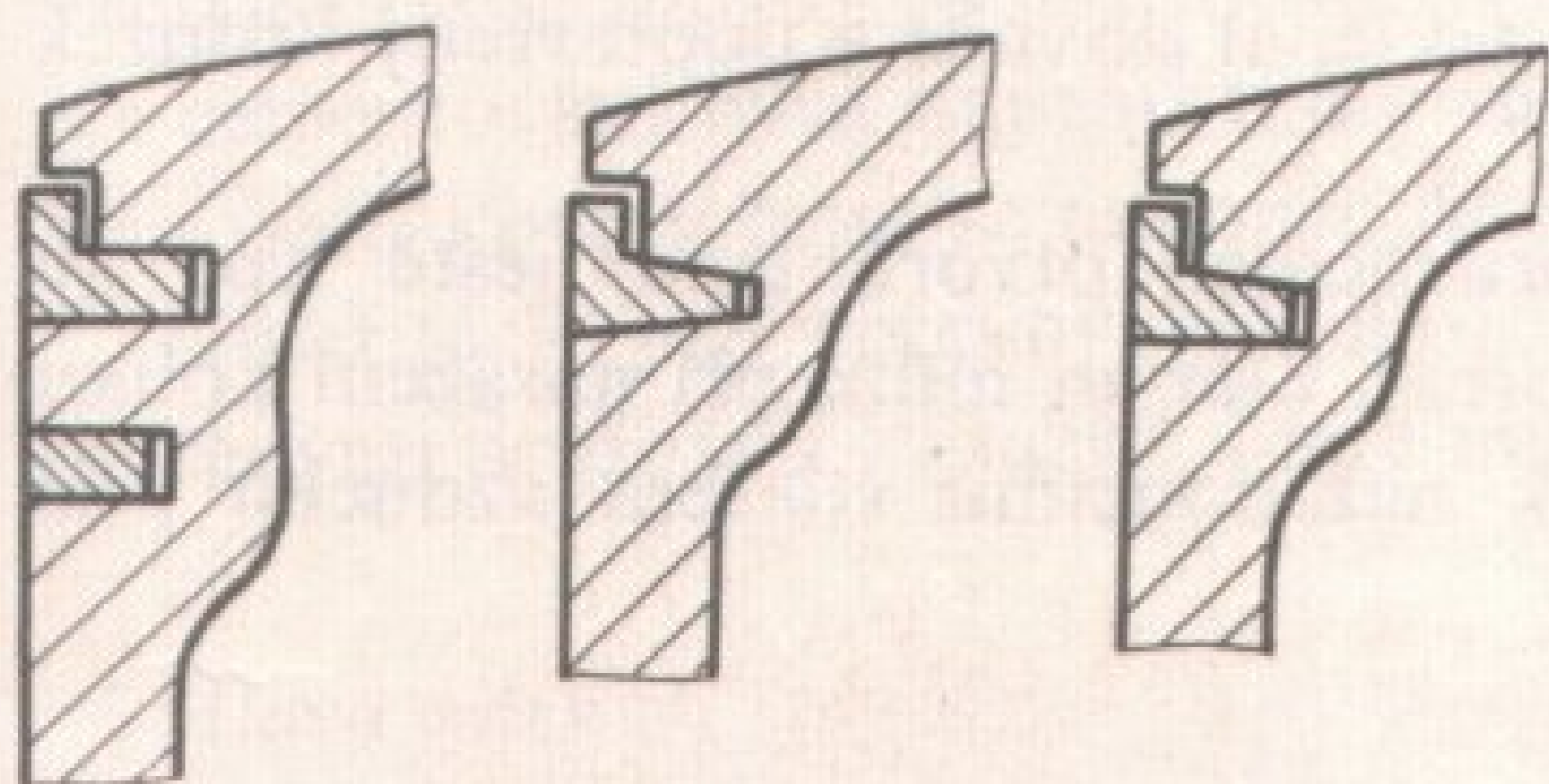
nemusí být chromovány, což umožňuje jejich použití v chromovaných válcích. Výroba kroužků z tvárné litiny je však rovněž velmi obtížná, což pochopitelně působí i na jejich cenu.

Problémy s ocelovými kroužky, a to především jejich deformace a pomalé zaběhávání, vedly konstruktéry silničních závodních, terénních a později i soutěžních motocyklů k volbě tepelně více namáhaného horního kroužku z oceli a spodního z litiny. Tato kombinace znamenala lepší utěsnění a rychlejší záběh než s dvěma ocelovými kroužky, ale riziko prasknutí spodního kroužku zůstávalo. Proto má naprostá většina špičkových speciálních motocyklů kroužky buď pouze z oceli, nebo z tvárné litiny a mechanici i jezdci se musí smířit s jejich nevýhodami.

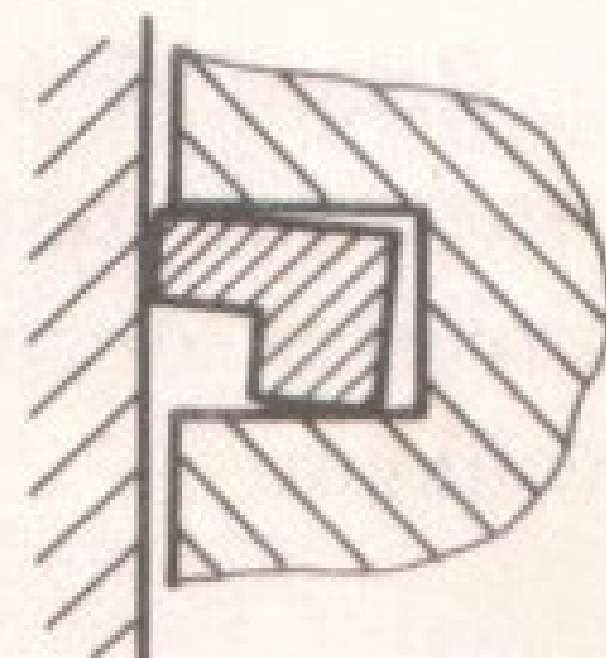
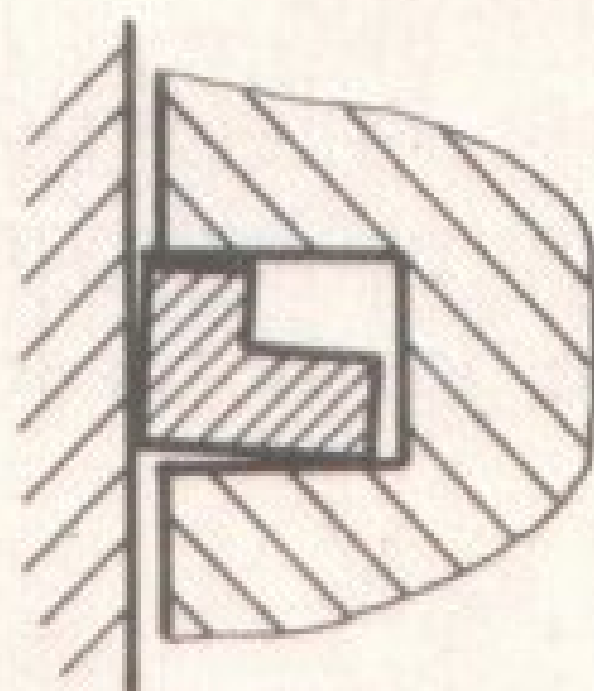
Výška pístního kroužku má vliv na jeho pevnost, přítlak na stěnu válce, životnost i těsnění. Moderní tendencí vývoje dvoudobých motorů je snižování výšky kroužků, což zlepšuje jejich utěsnění. Životnost ovlivňuje především volba předpětí, a tedy i příslušný měrný tlak.

U ocelových kroužků volí výrobce pro rychlejší záběh extrémně malé výšky, často až hodnotu 1 mm. Ocelové kroužky s výškou 1,2 mm jsou již zcela obvyklé.

Kromě klasického obdélníkového průřezu mívají kroužky dvoudobých motorů také průřez tvaru písmene L. Kroužek L se montuje až k horní hraně pístu tak, aby tlak plynů nad pístem mohl přitlačovat kroužek ke stěně válce. Přitom dochází nejen k stejnoměrnému přítlaku kroužku ke stěně válce, ale i k funkčně výhodné deformaci, při které těsní horní hrana kroužku. Kroužek L může mít tedy podstatně menší základní přítlak než kroužek obdélníkového průřezu, což se projeví jeho nižší výkonovou ztrátou, a tedy vyšší mechanickou účinností motoru.



Kroužek L se často používá v kombinaci s kroužkem obdélníkového průřezu (vlevo), speciální motory pro sportovní účely mají však převážně jen kroužek L, a to v úpravě podle obr. uprostřed a vpravo



Dva způsoby vhodného soustružení kroužku pro rychlejší záběh

Nevýhodou kroužků L je jejich vyšší cena a větší sklon k zakarbonování, a proto kroužky tohoto typu vyhovují lépe na silničních závodních, soutěžních a terénních strojích než na cestovních motocyklech s požadavkem dlouhé životnosti bez demontáže.

Dlouhotrvající záběh tvrdé chromované plochy ocelového kroužku mohou snížit jeho různé konstrukční úpravy, jejichž základem je zúžení těsnicí dosedací



plochy kroužku na stěnu válce. Nejjednodušší je typ kroužku s vnějším povrchem ve tvaru kuželové plochy, která se směrem nahoru nepatrně zužuje. Úhel, který svírá těsnicí plocha anebo přesněji její povrchová přímka se stěnou válce, je pouze několik minut a odtud i název minutový kroužek.

Podobný účinek mají kroužky, jejichž vnitřní horní hrana je zkosena, takže po deformaci se dotýká stěny válce také pouze spodní část těsnicí plochy. Dalším druhem pro rychlejší záběh jsou kroužky se zmenšenou těsnicí plochou, která vznikne odsoustružením spodní vnější části kroužku obdélníkového průřezu.

Na rozdíl od čtyřdobých motorů musí být poloha pístních kroužků dvoudobých motorů fixována, aby zámek nemohl přijít do okénka kanálu. Na první pohled bezvýznamné a zcela jednoduché aretační kolíky i zámky kroužku zabraňující jeho nežádoucímu pootočení bývají často příčinou těžkého poškození motoru. Aretační kolíky se dnes umísťují výhradně do jednoduchých zámků kroužku. Kombinované zámky, které měly zabránit pronikání tlaku plynů v přerušení kroužku, patří již spolu s aretačními kolíky uloženými do zafrézované drážky u kroužku mimo jeho zámek dávné minulosti.

U více namáhaných pístů jsou mosazné aretační kolíky nahrazeny tvrdými ocelovými jehlami, které jsou nalisovány do přesně vyvrtaných nebo dokonce vystružených otvorů v pístu. Někdy je průměr ocelového aretačního kolíku větší než šířka pístní drážky.

U některých pístů se můžeme setkat s dlouhými ocelovými aretačními kolíky, které procházejí stěnou pístu a vyčnívají ještě dovnitř. Výhodou je zde především snadné a levnější vrtání průchozího otvoru a do jisté míry i větší délka pro nalisování kolíku. Na druhé straně je zde však riziko, že kolík nasazený s nedostatečným přesahem se může za provozu zaklepat dovnitř a pootevřený kroužek přivodí potom poruchu motoru.

Bezpečnější je zaražení kolíku do neprůchozích otvorů nebo ještě lépe do osazených otvorů s malým průběžným otvorem, kterým může při narážení kolíku unikat vzduch. Výhodou je, že nedojde k nežádoucímu stlačení vzduchu pod kolíkem.

### *Pístní čep*

Pístní čep spojuje píst s horním okem ojnice. Základním rozměrem pístního čepu je jeho vnější průměr a délka.

Pístní čep je uložen v jemně obrobených a na osu pláště pístu přesně kolmých otvorech v nálitcích pístu. U moderních pístů je otvor pro pístní čep ještě kalibrován a zpevněn válečkováním.

Způsoby lícování pístního čepu do pístu proběhly vývojem a ještě dnes jsou na něj různé názory. Původně byl čep lehce nalisován a kývavý pohyb ojnice na pístním čepu probíhal výhradně mezi čepem a pouzdrem nebo čepem a poměděným okem ojnice. S pouzdry byly však u výkonnějších motorů problémy, a když



zadírání v tomto místě nevyřešilo ani plovoucí pouzdro, začali konstruktéři spoléhat i na možnost pootáčení čepu v pístu. Pístní čepy byly lícovány lehce suvně a nálitky v pístu měly otvory pro přívod oleje k čepu.

U moderních motorů nahradila kluzné spojení jehlová klec, která vyžaduje minimální mazání. Ani jehlová klec není naprosto bezpečným řešením pro vysokootáčkové motory. Klec se neotáčí, ale vykonává pouze kývavý pohyb a zrychlování a zpomalení klece dosahuje takových hodnot, že dochází i k mechanickému poškození jejích přepážek. Bezpečnějším, i když na pohled méně elegantním řešením je uložení pístního čepu v tvrdém broušeném oku ojnice na jehlách bez klece. Nevýhoda jehel bez klece záleží v jejich obtížnější montáži. Při snímání pístu bez krátkého pomocného čepu může méně zkušený mechanik vysypat jehly nebo axiální vodící kroužky do klikového prostoru. Při bezpečném valivém uložení pístního čepu v ojnici není již jeho lícování do pístu tak důležité. Příliš velký přesah však může deformovat tvar pláště pístu a naopak příliš volný čep se po ohřátí motoru uvolňuje a vytlouká otvory v pístu. Nejlepší spojení vznikne, když studený čep lze snadno vsunout do ohřátého pístu.

Pro zmenšení hmotnosti bývaly někdy pístní čepy voleny s malým vnějším průměrem a s tenkými stěnami. K poruše čepu nedošlo, ale jeho průhyb vyvolal někdy prasknutí pístu. Moderní cestou v konstrukci pístního čepu je volba většího vnějšího průměru s větším vnitřním odlehčením. Čep je nejsilnější ve střední části a vylehčovací otvor se kuželovitě rozšiřuje k oběma koncům.

Pístní čepy jsou z cementační oceli, jejich povrch je cementován, tj. sycen uhlíkem, a celý čep je tepelně zpracován. Ještě dokonalejší jsou čepy z nitridační oceli, jejichž tvrdý povrch se získá nitridováním, tj. sycením kovu dusíkem, přičemž vznikají tvrdé nitridy. U nitridovaných čepů se dosáhne vyšší povrchové tvrdosti, ale cementování bývá naproti tomu snazší při svépomocné výrobě a také zde splní svůj účel. Povrch čepu se nakonec brousí na bezhroté brusce.

Důležité je pro správný běh motoru i bezpečné axiální jištění pístního čepu drátěnými pružnými kroužky, které musí spolehlivě lícovat v drážkách.

### *Hlava válce*

Hlava válce uzavírá válec a její vnitřní tvar tvoří spolu s povrchem dna pístu tvar spalovacího prostoru. Hlava válce, která je intenzívně ohřívána přímým stykem s hořící zápalnou směsí, patří k nejteplejším částem motoru, a proto musí být i vydatně chlazena.

Materiálem hlav válců moderních dvoudobých motorů všech druhů jsou odlitky z hliníkových slitin. Litina se používala pouze na hlavy nejstarších motorů v době, kdy ještě odlitky ze slitin lehkých kovů byly neobvyklé a vzácné.

Hlavy válců prototypů a jednotlivě stavěných silničních závodních, soutěžních nebo terénních motocyklů se obvykle vyrábějí z odlitků litých do pískových forem; v sériové výrobě se však tyto odlitky odlévají do kokil nebo do tlakových forem.



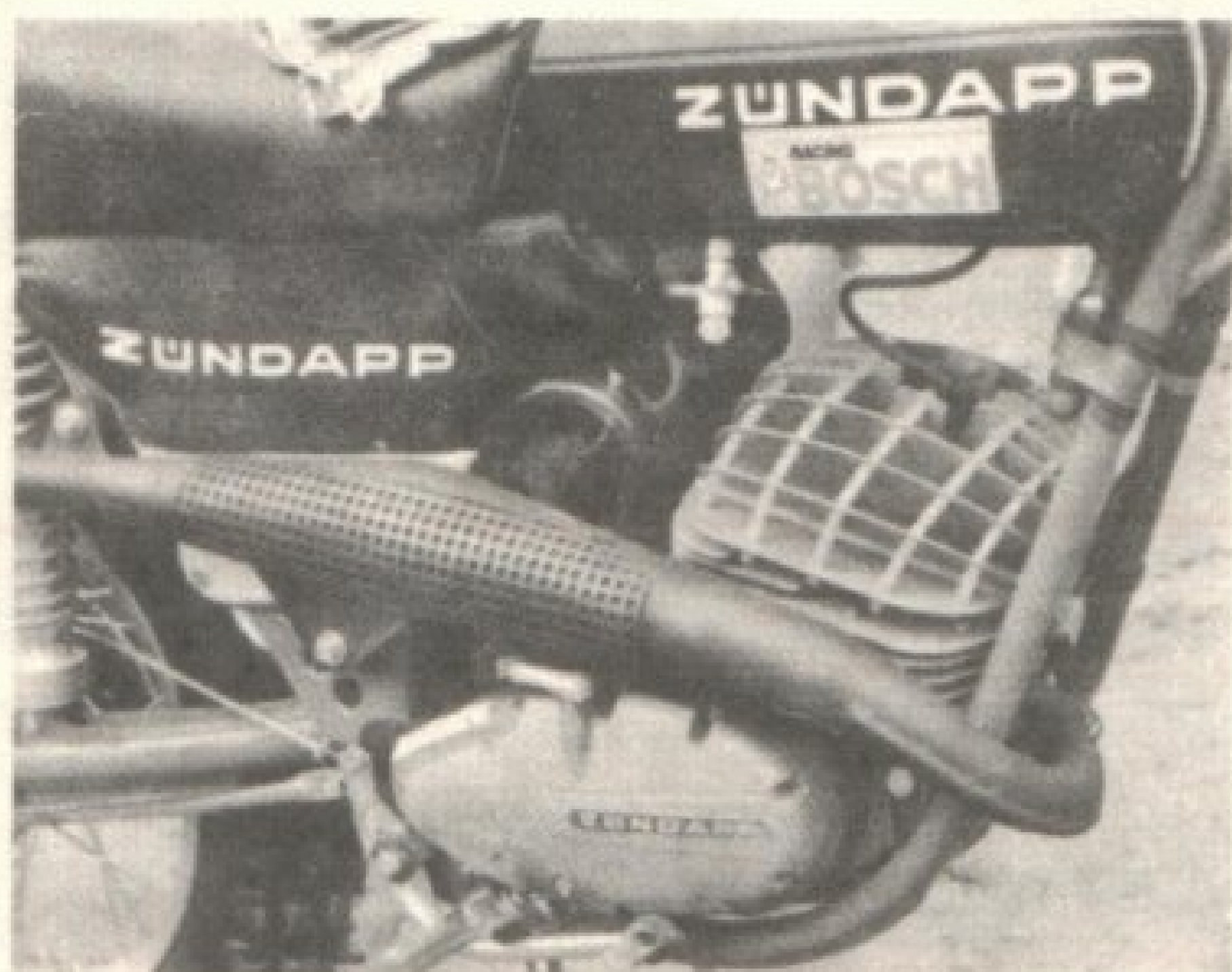
Hořčíková slitina se na hlavy válců používá jen výjimečně. Výhodou je sice menší měrná hmotnost, ale naproti tomu mají hořčíkové slitiny nepříznivější tepelnou vodivost. Nevýhodou je i nutnost vložky pro závit svíčky, potíže při utahování svorníků nebo přichytných šroubů hlavy a někdy i sklon k praskání odlitku.

U motorů chlazených vzduchem mají hlavy válce chladicí žebra, pro jejichž konstrukci platí obdobné zásady jako pro žebra válců. I zde však s vývojem vysokovýkonných motorů došlo ke změnám s funkčním zlepšením.

Kromě dnes již historických motorů a některých vzácných výjimek s radiálně žebrovanou hlavou byla žebra u většiny hlav vždy rovnoběžná se směrem proudění vzduchu; u motorů chlazených nápořem tedy rovnoběžná se směrem jízdy. Pravidlem však bývalo jedno základní vodorovné žebro, do kterého byl zakotven celý systém svislých žeber. Podrobnějším sledováním tepelných poměrů v hlavách válců tohoto typu se došlo k nutnosti zesílení vodorovného žebra, aby stačilo převádět teplo ze spalovacího prostoru do svislých žeber. Větší zlepšení v chlazení přinesly hlavy s dvěma a někdy dokonce i s třemi vodorovnými žebry a se sníženým svislým žebrováním. Nevýhodou hlav tohoto druhu bylo obtížnější odlévání.



Vějířovité žebrování hlavy — spojení žeber prolitím je někdy ještě doplněno pryžovými pásky



Moderně řešené žebrování hlavy válce

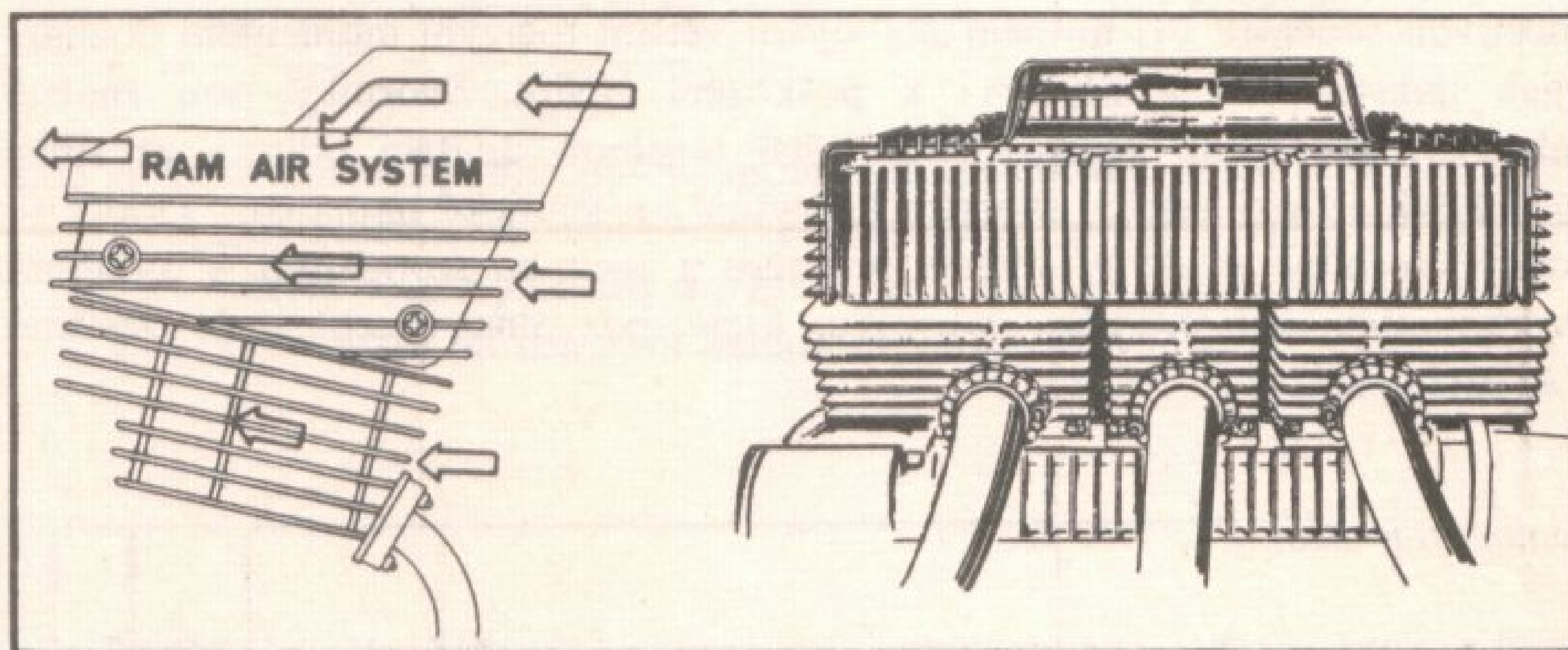
Velmi moderním systémem chlazení válce jednoválcových motorů je vějířovité žebrování, kde jednotlivá žebra představují listy otevřené knihy. Všechna žebra ústí přímo do zesílené části odlitku obklopujícího tvar spalovacího prostoru.

Zajímavým způsobem jsou hlavy válců chlazeny u některých typů japonských motocyklů Suzuki. Jde o systém, který byl s velkou reklamou uveden pod názvem Ram-Air. Princip záleží v použití přídavného krytu, jehož tvar připomíná šikmou střechu, vpředu více a vzadu méně vzdálenou od dosedací roviny hlavy válce. Kryt slouží jako naběrák vzduchu a proud vzduchu je usměrňován tak, aby chladil intenzivněji zadní část hlavy. U řadových tříválců se větší množství vzduchu



tlačí k hlavě středního válce, u dvouválce je pak zajištěno dostatečné chlazení vnitřních sousedících částí obou hlav.

Problém chvění chladicích žebër hlav válců je podobný jako u válců a dříve popsané úpravy válce ke snížení jeho hlučnosti se běžně uplatňují i na žebrování jeho hlavy.



Chlazení typu RAM AIR u tříválce Suzuki 380 GT

U motorů chlazených vodou jsou tepelné poměry příznivější. Nejčastější a pravděpodobně i nejúčelnější je propojení vodního prostoru ve válci a hlavě. Vodou chlazená hlava bývá někdy na povrchu ještě žebrována. Tato většinou velmi krátká žebra však nepomáhají snížit teplotu nejvíce tepelně zatížených míst hlavy, a tak jejich význam je především ve vnějším vzhledu motoru.

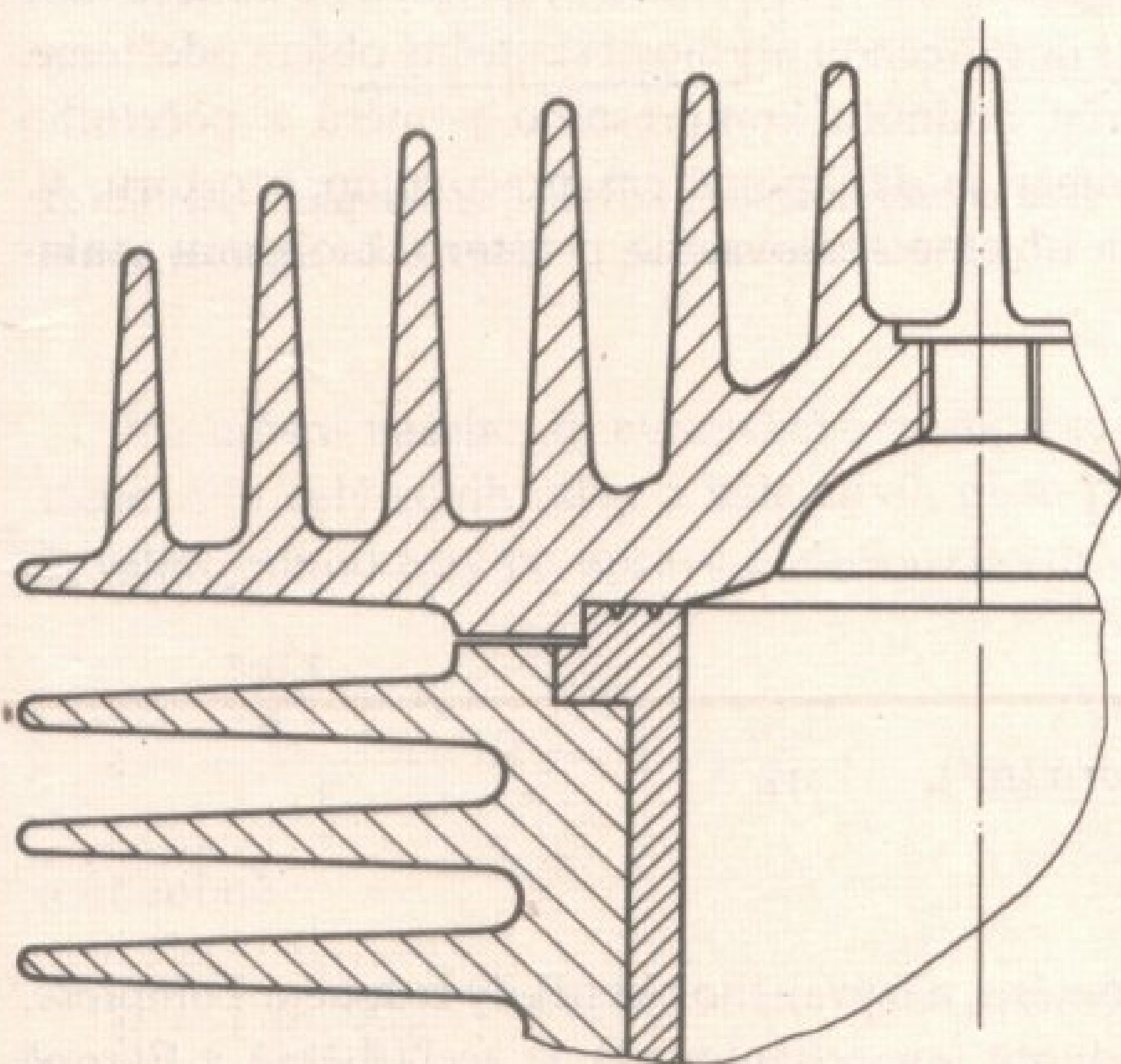


Schéma bezpečného lícování hlavy na válec bez těsnění



Hlavu válce k válci upevňují šrouby nebo svorníky s maticemi. Rozdělení svorníků, které musí být nejméně čtyři, má dávat stejnoměrný přítlak v celé těsnicí ploše. Dnes se nejčastěji hlava dvoudobých motorů lícuje na válec bez těsnění, avšak těsnicí plocha je zúžena, aby vznikl dostatečný tlak.

Se zřetelem ke konstrukci i vzhledu někdy hlavu přitahují společně s válcem dlouhé průběžné svorníky k motorové skříni. Průběžné svorníky jsou dosti choulostivou součástí. Při nutném utahování větším točivým momentem dochází k jejich nakrucování a někdy i k poškození závitu. Svorníky jsou značně namáhány i při ohřátí motoru, kdy větší tepelnou dilatací odlitků ze slitin lehkých kovů se v dlouhých svornících zvyšuje mechanické namáhání. Dobře se osvědčily svorníky se závity větších průměrů a jemným stoupáním, s dlouhým středním zeslabením průměru svorníku, které pozvolna přechází do zesílené části se závitem.

### *Spalovací prostor*

Tvar a celkový objem spalovacího prostoru má značný vliv na výkonovou charakteristiku motoru. Objem spalovacího prostoru uvažujeme při poloze pístu v horní úvrati. U rotačních prostorů je možné určit objem spalovacího prostoru početně uplatněním vzorců na výpočet objemů těles, vždy je však nutná praktická kontrola, tj. naplnění spalovacího prostoru olejem. Olej při měření objemu spalovacího prostoru naléváme otvorem pro svíčku do motoru. Píst musí být nastaven přibližně do horní úvrati a celý motor je nakloněn tak, aby otvor pro svíčku byl v nejvyšším bodě. Před dostoupením oleje k závitu pootočíme jemně klikovým hřídelem na obě strany, abychom podle posunu hladiny oleje našli přesnou horní úvrať. Olej potom dolejeme do výšky poloviny závitů a na kalibrované nádobě, ze které jsme olej nalévali, s dostatečnou přesností skutečný objem odečteme.

Potom již můžeme snadno určit hodnotu kompresního poměru z početního vyjádření definice: Kompresní poměr je dán poměrem pracovního prostoru, tj. součtu zdvihového objemu válce a objemu spalovacího prostoru, k objemu spalovacího prostoru

$$\varepsilon = \frac{V_v + V_s}{V_s} = \frac{\frac{\pi d^2 s}{4} + V_s}{V_s},$$

kde  $\varepsilon$  je kompresní poměr,

$V_v$  – objem válce (zdvihový) ( $\text{m}^3$ ),

$V_s$  – objem spalovacího prostoru ( $\text{m}^3$ ),

$d$  – vrtání válce (m),

$s$  – zdvih pístu (m).

Toto vyjádření kompresního poměru, nazývaného též někdy stupněm komprese, změníme-li poměr na pouhou hodnotu (vynecháním : 1), je zcela běžné v Evropě



i v USA. S japonskými motocykly proniká však do odborné literatury i odlišný japonský způsob určování kompresního poměru a ISO – mezinárodní normalizační organizaci – se ještě nepodařilo zavést celosvětově jednotný systém.

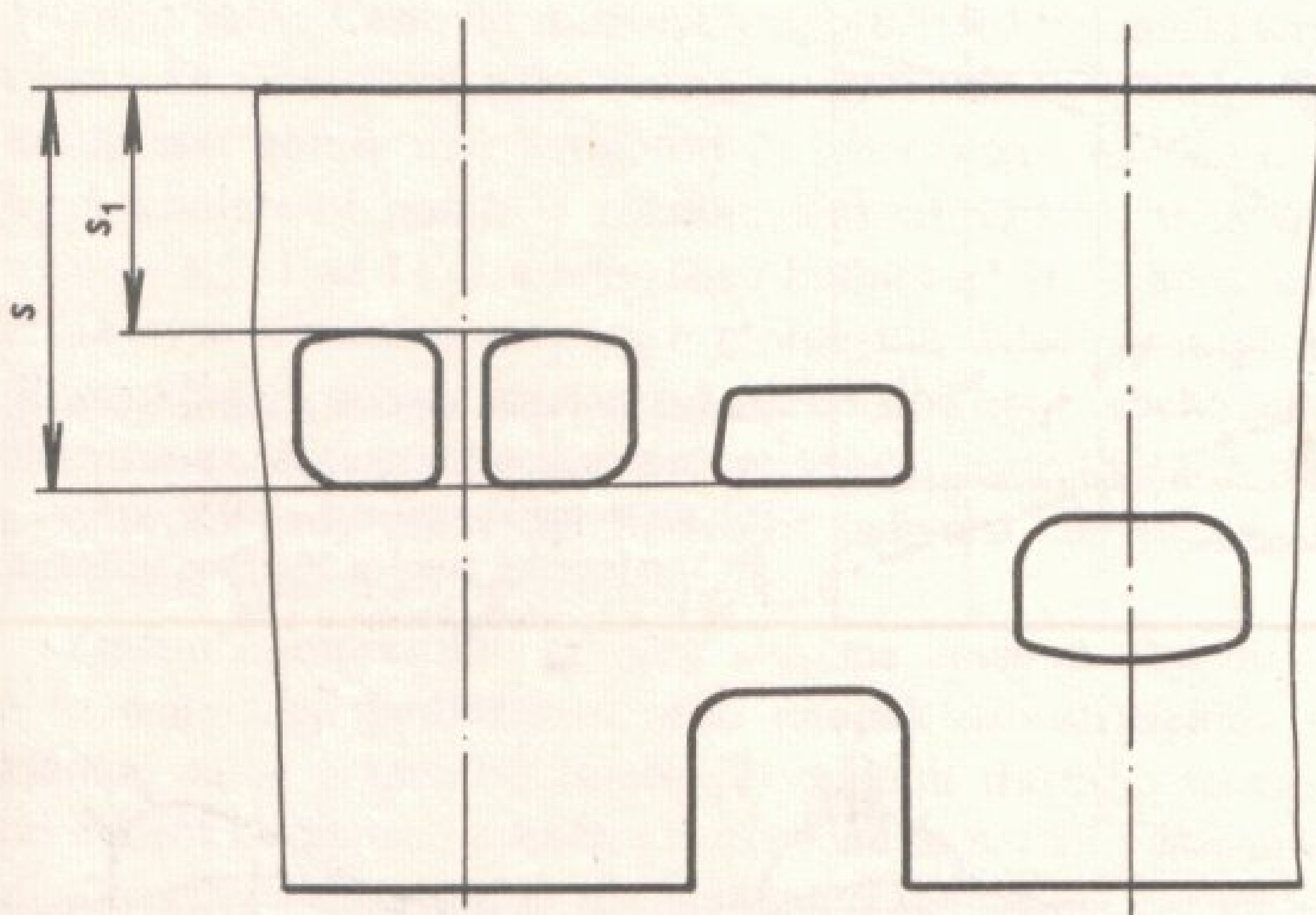
Hodnoty kompresního poměru vyjádřené japonskou metodou jsou nižší, neboť platí:

$$\varepsilon_1 = \frac{V_1 + V_s}{V_s} = \frac{\frac{\pi d^2 s_1}{4} + V_s}{V_s},$$

kde  $\varepsilon_1$  je kompresní poměr podle japonského označení,

$V_1$  – část objemu válce daná zdvihem pístu od polohy, kdy jeho horní hrana uzavře všechny kanály ( $\text{m}^3$ ),

$s_1$  – zdvih pístu od uzavření kanálů do horní úvrati (m).



Rozdíl mezi kompresním poměrem podle evropského nebo japonského údaje vyplývá z rozdílu celého zdvihu pístu  $s$  a zdvihu pístu  $s_1$  po uzavření kanálů

Pro určení našeho, tj. evropského kompresního poměru z japonského údaje je třeba znát celý zdvih pístu a dále zdvih pístu po uzavření všech kanálů. Přepočet je velmi jednoduchý po úpravě předcházejících vztahů:

$$\varepsilon = \frac{\frac{\pi d^2 s}{4} + V_s}{V_s} \Rightarrow \varepsilon - 1 = \frac{s \pi d^2}{4 V_s}$$

a obdobně

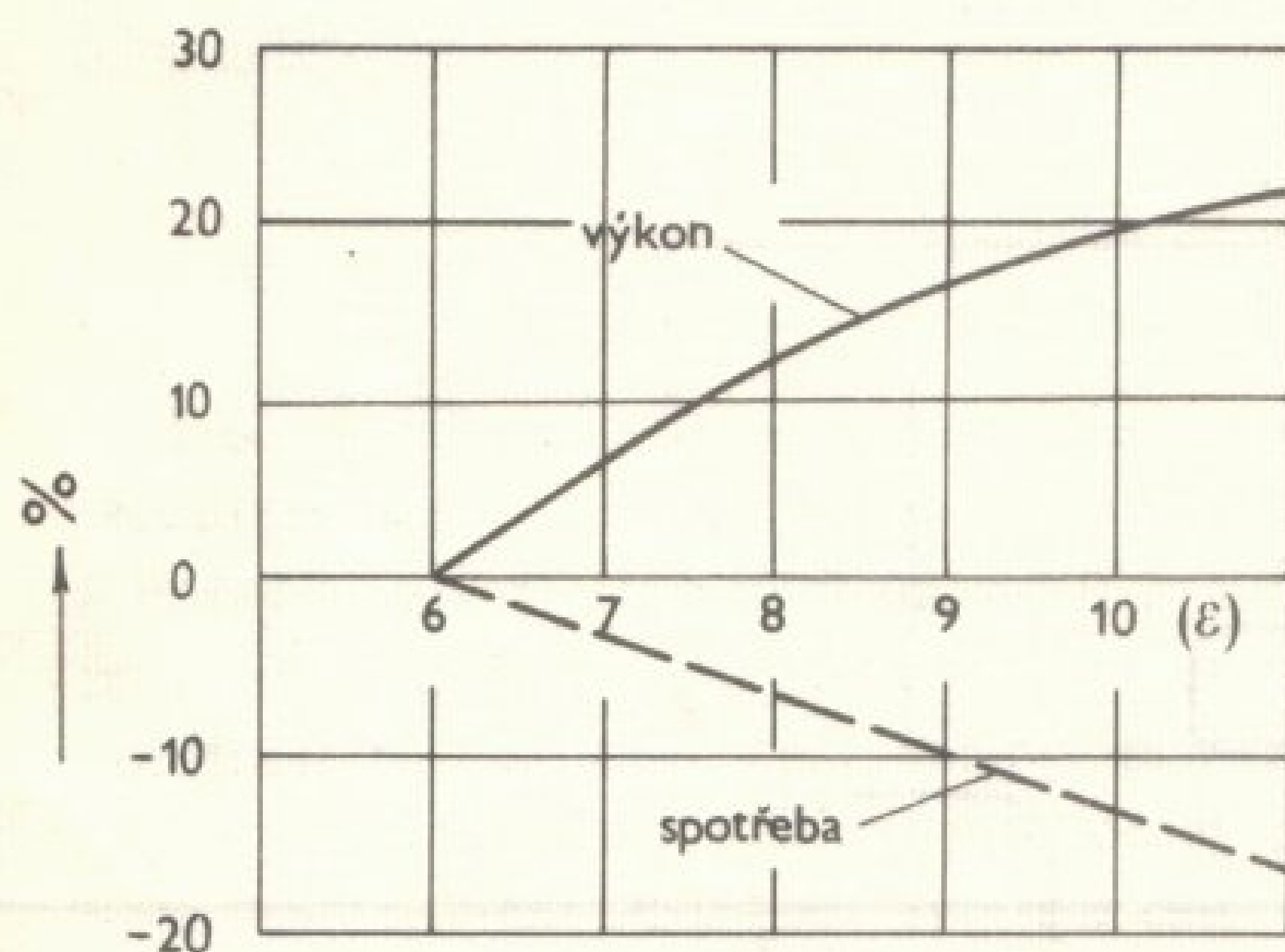
$$\varepsilon_1 - 1 = \frac{s_1 \pi d^2}{4 V_s},$$



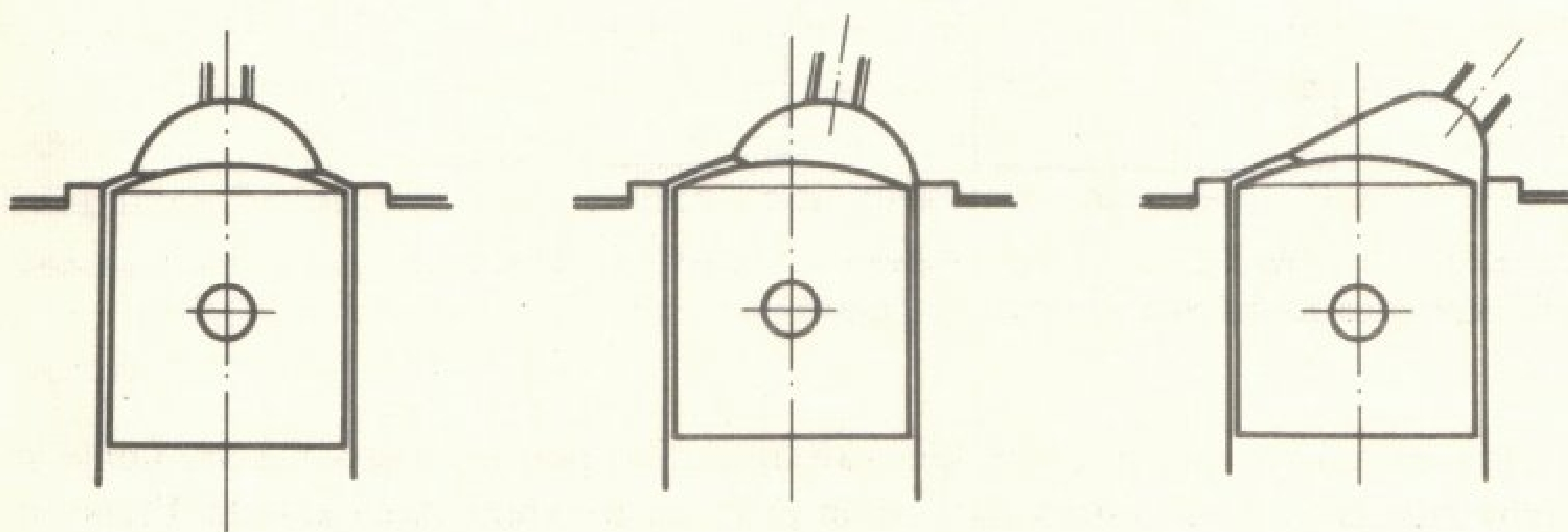
$$(\varepsilon - 1) : (\varepsilon_1 - 1) = \frac{s\pi d^2}{4V_s} : \frac{s_1\pi d^2}{4V_s},$$

$$\varepsilon - 1 = (\varepsilon_1 - 1) \frac{s}{s_1}.$$

Z hlediska výkonu i tepelné účinnosti motoru by měla být hodnota kompresního poměru co nejvyšší. Při vysokém stupni stlačení směsi dochází k rychlejšímu a dokonalejšímu prohořívání, vzniká vyšší účinný tlak na píst a je možné dosáhnout i vysokých otáček motoru. Nevýhodou je tvrdší běh motoru při nižších otáčkách, vyšší mechanické namáhání většiny dílů motoru a u motorů s větším objemem jednotky i obtížnější spouštění.



Závislost výkonu motoru a měrné spotřeby paliva na hodnotě kompresního poměru; je-li při stupni komprese 6–100 %, vzroste při kompresním poměru 10 výkon přibližně o 20 % a spotřeba klesne o 13 %



Příklady různých tvarů antidetonačních spalovacích prostorů

U moderních dvoudobých motorů má rozhodující vliv na použitelnou hodnotu kompresního poměru vznik detonací. Celý vývoj tvarů spalovacích prostorů i systémů vyplachování je dnes zaměřen k tomuto problému. Snahou konstruktérů je dosažení takového pohybu směsi ve spalovacím prostoru, který umožní co nejrychlejší prohoření celého množství zápalné směsi. Jednou z cest k tomuto řešení jsou antidetonační tvary spalovacích prostorů. Základem těchto prostorů je anti-



detonační štěrbinu o tloušťce zpravidla 0,7 až 1,2 mm, která zůstává mezi pístem a hlavou válce při poloze pístu v horní úvratí. Na konci kompresního zdvihu se prostor pod antidetonační štěrbinou rychleji zužuje a směs uniká z těchto míst do střední objemnější části spalovacího prostoru. Tento pohyb směsi vyvolává prudké proudění urychlující hoření a omezující vznik detonací.

Předností antidetonační štěrbinu je i větší hloubka spalovacího prostoru soustředěného pouze nad částí dna pístu. Zvláště u jednotek malého objemu s vyšším kompresním poměrem se tím výhodně oddálí elektrody zapalovací svíčky od dna pístu. Je-li tato vzdálenost příliš malá, zasáhne plamen hořící směsi brzy povrch dna pístu a pod svíčkou nastává místní přehřívání pístu. Důsledkem může být podstatný pokles pevnosti materiálu pístu, který se projeví propálením a prolomením dna pístu. Nejnižší hodnoty kompresního poměru v rozmezí 6 : 1 až 7,5 : 1 bývají u cestovních motocyklů s nízkým měrným objemovým výkonem a větším vrtáním válce. Cestovní motocykly sportovnějšího charakteru, ať již jsou to malobjemové jednoválce nebo víceválce středních a vyšších objemových tříd, mívají kompresní poměr nad hodnotou 7 : 1 a častěji i nad 8 : 1. U soutěžních motorů bývá kompresní poměr v rozsahu 8 : 1 až 11,5 : 1, u terénních motocyklů ještě výše — 8,5 : 1 až 13 : 1 a nejvyšších hodnot až 16 : 1 dosahují u špičkových vodou chlazených silničních závodních motocyklů. Všechny informativně uvedené údaje předpokládají provoz na benzín běžně dostupné obchodní jakosti s oktanovým číslem max. 100, předepsaný pro sportovní podniky řády FIM. Pro ploché dráhy a rekordní jízdy může být libovolné palivo a zde lihové směsi umožňují volbu podstatně vyšších kompresních poměrů.

Změnu kompresního poměru získáme změnou objemu spalovacího prostoru, a to nejrychleji podložením nebo naopak osoustružením hlavy válce. Při podkládání válce, respektive častěji při vyjmutí tlustšího těsnění pod válcem se sice také mění kompresní poměr, ale částečně se poruší i časování rozvodu. I poměrně malá změna v časování je zde nepříznivá, neboť má zhruba opačný charakter, než bychom si přáli. Vyjmutím těsnění pod válcem zvýšíme kompresní poměr ve snaze o zvýšení výkonu motoru, jemuž by také odpovídalo rozšíření a zvýšení horních hran kanálů — a přitom právě naopak u válce bez těsnění se tyto hrany posouvají dolů.

I úprava výšky dosedací plochy samotné hlavy válce může porušit běh motoru, a to činnost antidetonační štěrbinu.

U motorů starší konstrukce býval v hlavě válce našroubován dekompresor. Tento malý pomocný ventil se ovládal lanovodem a malou pákou na řídítkách a umožňoval hlavně zastavení motoru, který neměl zapalování s vypínáním. Dekompresor usnadňoval i protočení chladného motoru a někdy byl výhodný i při nouzovém roztlačení motocyklu nebo k „provětrání“ přehlceného motoru.

Dekompresor se však využívá u některých moderních soutěžních a terénních motocyklů, a to především u velkoobjemových jednoválců s vysokým kompresním poměrem. Výhodou je snadnější spouštění motoru nožní pákou a někdy i účinnější brzdění motorem.



Dvoudobý motor, jak je všeobecně známo, má v porovnání se čtyřdobým podstatně menší brzdicí účinek. Při zcela uzavřeném šoupátku karburátoru přichází do válce minimální objem zápalné směsi, dochází i k nižšímu stlačování a potřebný příkon na otáčení motoru je poměrně malý. Velkého rozdílu proti tomuto stavu se nedosáhne ani otevřením šoupátka při vypnutém zapalování. Poměrně značně vysoká hodnota práce potřebná k vykonání kompresního zdvihu se opět vrací při pohybu pístu dolů, i když se směs nezapálila.

Při otevření dekompresního ventilu uniká stlačená zápalná směs po celou dobu stlačování i v průběhu pohybu pístu dolů až do otevření výfukového kanálu. Práce potřebná k vykonání kompresního zdvihu je zde sice poněkud menší než u motoru bez dekompresoru, ale podstatně nižší je také hodnota získané práce při pohybu pístu dolů. Únik stlačené zápalné směsi přináší v tomto případě výhodné maření výkonu, které se projeví větším brzdicím účinkem motoru.

Pro účinnější brzdění motorem pomocí dekompresoru u velkoobjemových soutěžních a terénních jednoválců však nevyhovuje dekompresor obvyklých rozměrů, montovaný do čtrnáctimilimetrového závitu shodného se závitem pro zapalovací svíčku. Při vyšších otáčkách nestačí unikat dostatečné množství směsi, a proto se lépe osvědčily dekompresory s průměrem závitu 18 mm a s průměrem vlastního ventilu až 13 mm.

Určitou nevýhodou častého používání dekompresoru je nevzhledné potřísnění chladicích žebër hlavy válce olejem v okolí vývodu dekompresoru. Odstranění této vady však není s pomocí trubičky obtížné.

## 4.2 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus převádí přímočarý pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele. U motocyklových dvoudobých motorů se používají pouze tzv. zkrácené osové klikové mechanismy, kde píst přejímá úlohu křížáku a osa pístu protíná osu klikového hřídele. Vyosené klikové mechanismy mají význam pouze pro rozměrné motory s nízkými otáčkami, kde malé vyosení umožňuje vyrovnání rozdílných tlaků na stěny válce.

Zvláštním druhem klikových mechanismů dvoudobých motorů jsou dvoupístové klikové mechanismy, kde výstředně na hlavní ojnici je výkyvně uložena ojnice druhého pístu. Oba písty se potom nepohybují přesně rovnoběžně a rozdílu v pohybu obou pístů můžeme využít pro lepší vypláchnutí motoru, jak bude dále uvedeno.

### *Základní kinematika*

Píst vykonává přímočarý pohyb z horní do dolní úvrati, který by při rovnoměrném otáčení klikového hřídele a při nekonečně dlouhé ojnici byl harmonickým pohybem. Vliv krátkých ojnic moderních motorů nemůžeme však vyloučit a z geo-



metrických vztahů můžeme odvodit závislost dráhy pístu na pootočení klikového hřídele:

$$x = R + l - R \cos \alpha - l \cos \beta \quad (\text{m}),$$

kde  $x$  je dráha pístu z horní úvratě (m),

$R$  – rozteč osy klikového mechanismu a osy ojničního čepu (polovina zdvihu pístu) (m),

$l$  – funkční délka ojnice (m),

$\alpha$  – úhel pootočení klikového hřídele (rad),

$\beta$  – úhel vychýlení ojnice od svislé osy (rad).

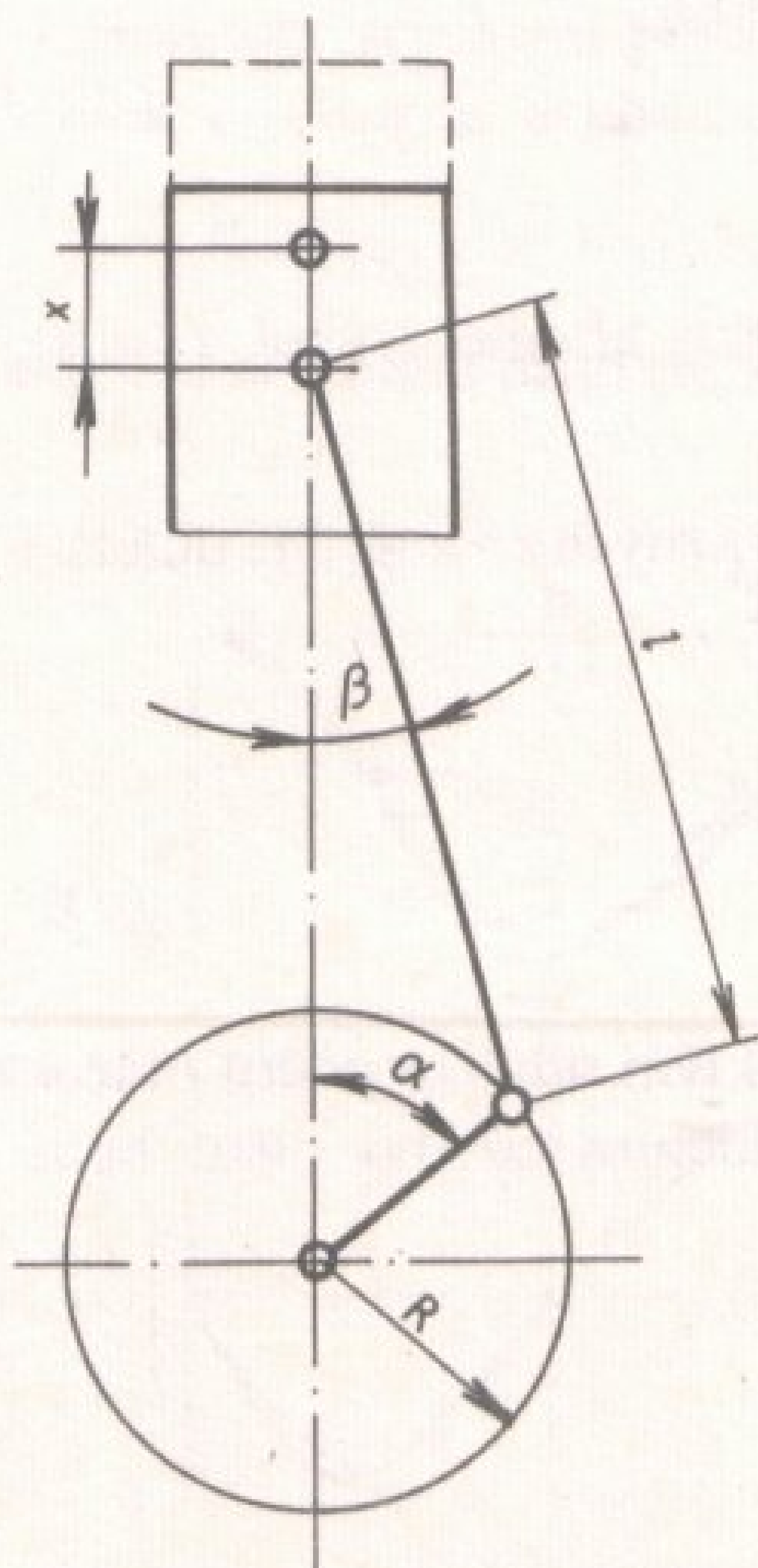


Schéma pro výpočet dráhy pístu

Pro praktický převod dráhy pístu na pootočení klikového hřídele, například při údajích předstihu nebo časování rozvodu, potřebujeme ze vzorce vyloučit úhel  $\beta$ , tj. vychýlení ojnice. Proto zavedeme poměr poloviny zdvihu pístu k délce ojnice a vyjádříme jej hodnotou  $\lambda$

$$\lambda = \frac{R}{l},$$

kde  $\lambda$  je poměr rozteče osy klikového mechanismu a osy ojničního čepu k funkční délce ojnice.

Po poměrně složité matematické úpravě rozvinutého vztahu pro dráhu pístu Fourierovou řadou, z které ponecháme pouze první dva členy, bude platit:



$$x = R \left( 1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \sin^2 \alpha \right) \quad (\text{m})$$

a dále

$$x = R \left( 1 + \frac{\lambda}{4} - \cos \alpha - \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \quad (\text{m}).$$

Rychlost pohybu pístu je v obou úvratích nulová a své nejvyšší hodnoty dosahuje v poloze klikového mechanismu, při které je podélná osa ojnice kolmá na rovinu proloženou osami klikového hřídele a ojnicního čepu.

Početně přesné vyjádření rychlosti v každém bodě dráhy pístu dostaneme derivací (tj. matematickou úpravou) předcházejícího vztahu:

$$c = R\omega \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (\text{m/s}),$$

kde  $c$  je okamžitá rychlost pístu při pootočení klikového hřídele o úhel  $\alpha$  (m/s),  
 $\omega$  – úhlová rychlost klikového hřídele (rad/s).

Porovnatelnou hodnotou rychlostí pístu pro motory různých rozměrů je důležitý technický parametr motoru – střední pístová rychlost.

$$c_s = \frac{2R\omega}{\pi},$$

$c_s$  je střední rychlost pístu (m/s).

Po nahrazení hodnoty úhlové rychlosti v praxi obvyklým údajem počtu otáček za minutu (viz část Výkon a charakteristika) a zavedením zdvihu pístu bude

$$c_s = \frac{2 \frac{s}{2} \frac{\pi n}{30}}{\pi} = \frac{sn}{30},$$

kde  $s$  je zdvih pístu (m),

$n$  – otáčky klikového hřídele za minutu (1/min).

Hodnota střední pístové rychlosti je důležitým měřítkem rychloběžnosti motorů, neboť namáhání pohybujících se součástí je úměrné právě této rychlosti bez zřetele na geometrickou velikost motoru. Podle dosavadních zkušeností by střední pístová rychlost u cestovních motocyklů neměla překročit hodnotu 15 m/s.

U sportovních, terénních, ale hlavně silničních závodních motocyklů překračuje však střední pístová rychlost často hranici 20 m/s a uplatněním nově vyvinutých speciálních materiálů se meze střední pístové rychlosti speciálních strojů stále zvyšují.

Praktický příklad může dát terénní motocykl ČZ 250, jehož motor na počátku svého vývoje v roce 1961 dával necelých 15 kW při 5 750 otáčkách za minutu. Při stejných hodnotách vrtání a zdvihu (70 mm × 64 mm) vzrostl výkon do r. 1975



téměř na dvojnásobek, ale maximální výkon se přenesl do oblasti kolem 10 000 otáček za minutu a při přetočení motoru vylétne někdy počet otáček až na 12 000 za minutu.

Hodnota střední pístové rychlosti potom bude

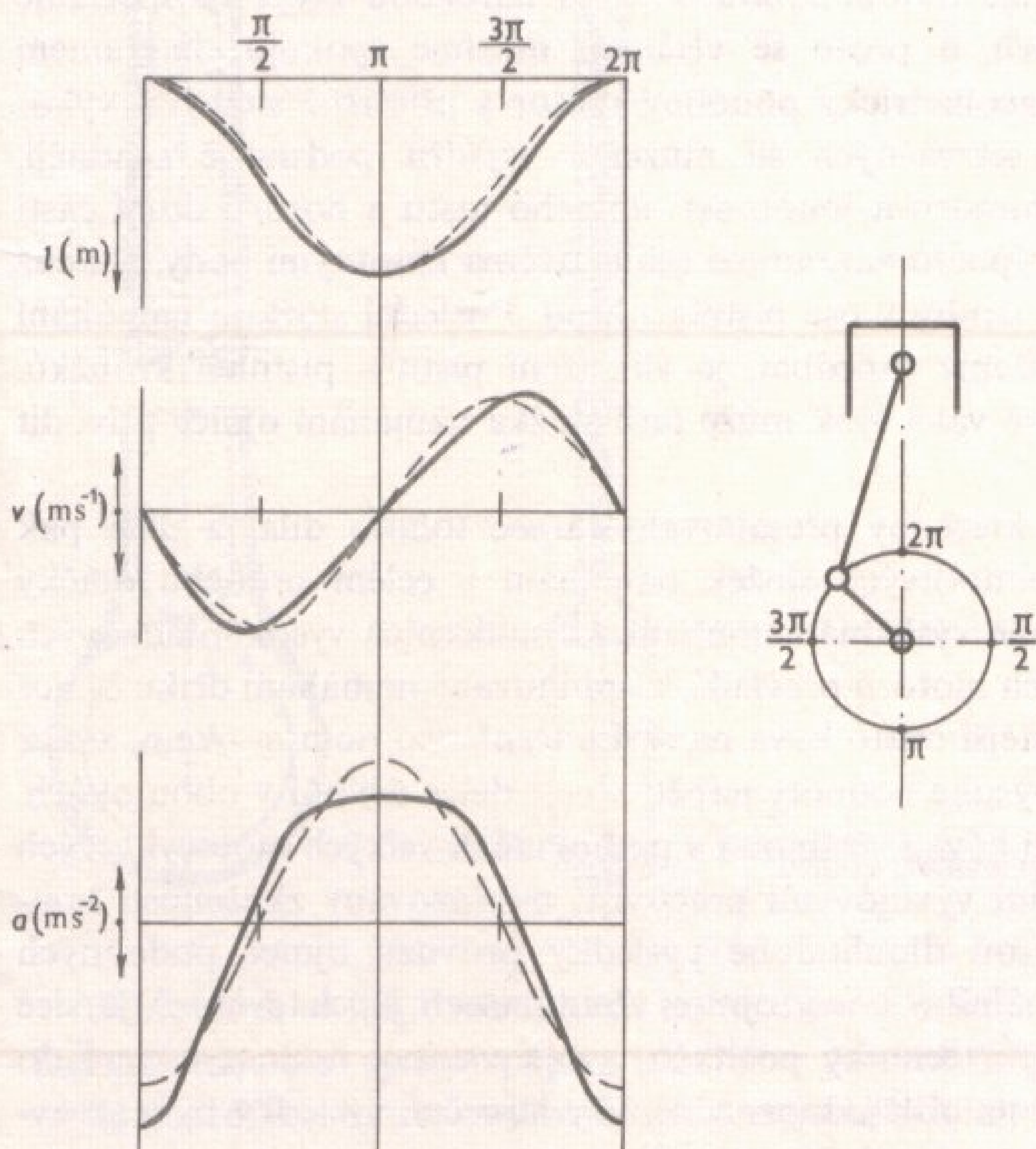
$$c_s = \frac{sn}{30} = \frac{0,064 \cdot 12\,000}{30} = 25,6 \quad (\text{m/s}).$$

Pro přesnější stanovení namáhání jednotlivých součástí je důležitější hodnotou než střední pístová rychlost průběh křivky zrychlení a nejvíce pak extrémní hodnoty zrychlení. Zrychlení udává změnu rychlosti za časovou jednotku a jeho rozměr tedy bude  $\text{m/s}^2$ .

Hodnoty zrychlení pístu odpovídající jednotlivým úhlům pootočení klikového hřídele dostaneme druhou derivací vztahu pro dráhu pístu:

$$a = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (\text{m/s}^2),$$

kde  $a$  je zrychlení pístu ( $\text{m/s}^2$ ).



Průběh dráhy, rychlosti a zrychlení pístu v závislosti na pootočení klikového hřídele. Čárkované křivky jsou vyznačeny pro harmonický pohyb (klikový mechanismus s nekonečnou délkou ojnice) a plné pro délku ojnice o hodnotě  $\lambda = 1/5$



Průběh dráhy pístu, rychlosti i jeho zrychlení můžeme graficky vynést do diagramu v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele. Z průběhu těchto křivek během celé otáčky vidíme body nejvyšších hodnot a v porovnání s křivkami harmonického pohybu se i názorně projeví vliv délky ojnice.

### *Ojnice*

Nejnamáhanější součástí klikového mechanismu je ojnice. Mechanické namáhání ojnice je kombinované a mění se v průběhu otáčení klikového hřídele. Od tlaku expandujících plynů ve spalovacím prostoru je ojnice namáhána na vzpěr, zpomalování a zrychlování pístu vyvolává v ojnici namáhání na tah nebo vzpěr. Nepříznivý je i vliv setrvačných sil od vlastní hmotnosti ojnice, který působí její namáhání na ohyb.

Pro početní vyjádření mechanického namáhání ojnice potřebujeme rozbor jednotlivých složek pracovních i setrvačných sil. Síly od tlaku plynů získáme z indikátorového diagramu motoru. Pořízení přesného indikátorového diagramu pro daný motor představuje dlouhodobou a velmi náročnou práci ve speciálně vybavené zkušebně motorů, a proto se většinou musíme spokojit diagramem z odborné literatury pro geometricky podobný motor s přibližně stejnými výkonovými parametry. Vliv setrvačných sil můžeme vyjádřit podstatně snadněji, známe-li nejvyšší otáčky motoru a hmotnosti úplného pístu a horní i dolní části ojnice. Pro zjednodušení výpočtu nahradíme ojnici dvěma hmotnými body, z nichž jeden je v ose ojničního a druhý v ose pístního čepu. Poslední složkou namáhání ojnice, kterou obecně můžeme zanedbat, je vliv tření pístu a pístních kroužků. Při náhlém zadření pístu ve válci však může tato složka namáhání ojnice přivodit její přetržení.

Početním vyjádřením, které by přesahovalo rámec tohoto díla, a dále pak geometrickým součtem jednotlivých složek namáhání v celém průběhu otáčky klikového hřídele dostaneme výsledné namáhání. U moderních vysokootáčkových motocyklových dvoudobých motorů převládá kombinované namáhání dříku ojnice na ohyb a vzpěr. Nejkritičtější místo bývá na dříku těsně nad dolním okem, avšak nebezpečné mohou být i vysoké hodnoty napětí v celé délce dříku i v obou okách.

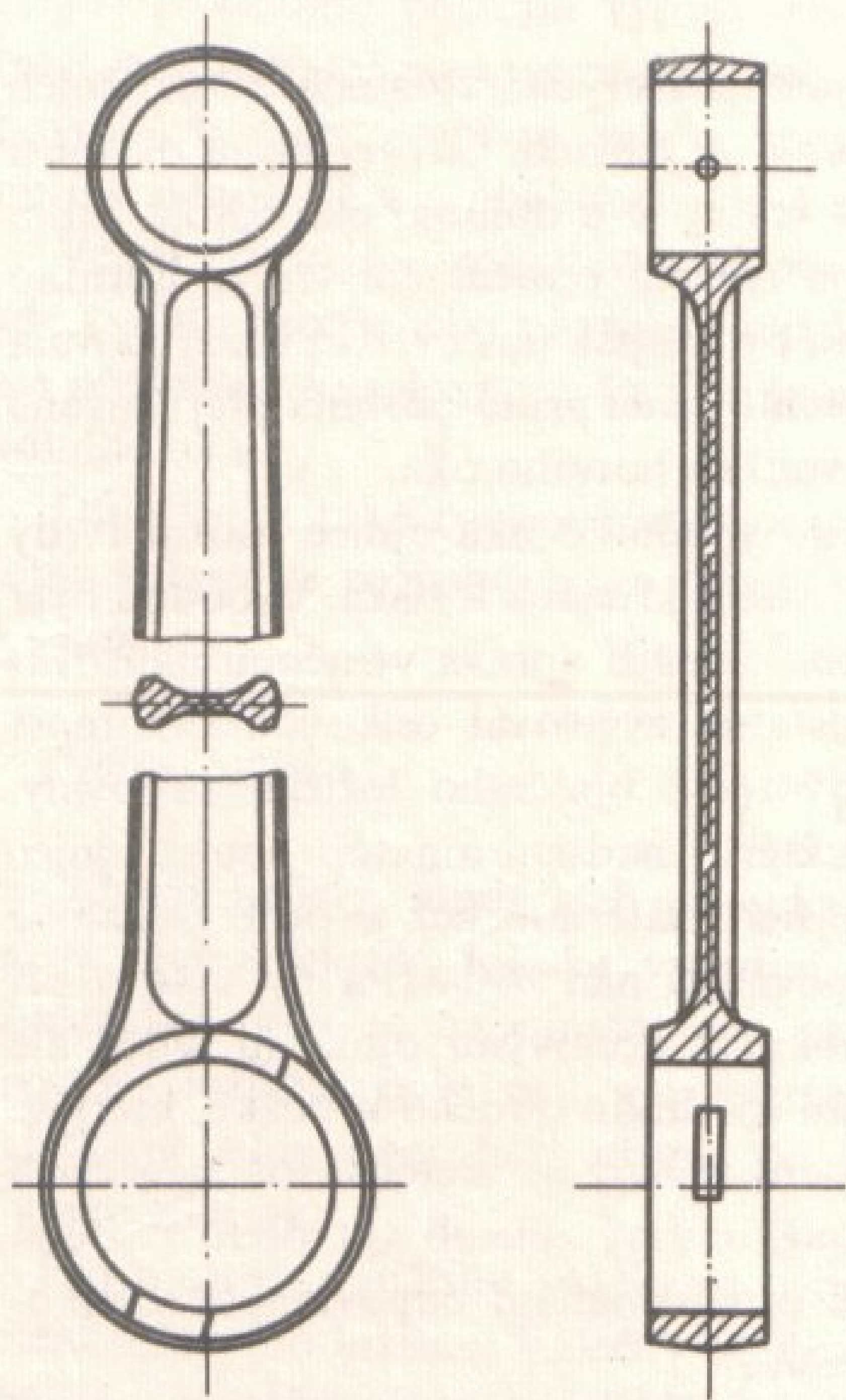
Složitě výpočty pevnosti bývají většinou i v podmínkách velkých motocyklových výrobců s dobře zařízenými vývojovými pracovišti nahrazovány zkušeností konstruktérů. Zvlášť cenné jsou dlouhodobé výsledky provozu ojnice podobných motorů. K výpočtu optimálního tvaru ojnice včetně všech jejích průřezů je sice možné využít nejmodernější techniky počítačů, avšak vstupní hodnoty, které do počítače vkládáme, nejsou natolik jednoznačné, aby konečné výsledky byly správnější, než jaké určí zkušený konstruktér.

Určujícím rozměrem pro konstrukci ojnice jsou její délka a vnitřní průměry obou ok. Funkční délka ojnice, tj. rozteč os dolního a horního oka, by měla být z hlediska opotřebení pístu a válce co největší, ale z podmínky omezení setrvačných



sil i hmotnosti ojnice naproti tomu co nejkratší. Délka ojnice závisí především na zdvihu pístu a důležitý je dříve uvedený poměr  $\lambda$ . Hodnota  $\lambda$  bývala u starších dvoudobých motorů nejčastěji v blízkosti  $1/5$ , v poslední době se přibližuje až k hodnotě  $1/4$ . Skutečným omezením funkční délky ojnice je u sportovních, soutěžních, terénních a silničních závodních motocyklů pouze nutná minimální vůle mezi spodní hranou pístu a vnějším průměrem setrvačníků klikového mechanismu. Pro zkrácení ojnice se může spodní okraj pístu profrézovat – důležité jsou pouze funkční části spodní hrany pro rozvod.

Vnitřní průměr horního oka ojnice vychází z průměru pístního čepu a tloušťky pouzdra, popř. u modernějších konstrukcí z průměru jehlové klece nebo volně vkládaných válečkových jehel. Rozměry dolního oka vycházejí z konstrukce ojnicního ložiska.



Příklad moderní ojnice dvoudobého motoru

U motocyklových dvoudobých motorů je vždy dolní oko nedílnou částí ojnice. Dělené dolní oko ojnice spojené šrouby se pro valivá ložiska neosvědčilo.

Průřez dřívku ojnice nejlevnějších a nejmenších motorů je obdélníkový se zaoblenými rohy, nebo čokovitý. Kombinovanému vzpěrovému a ohybovému namáhání však lépe odolává profil I. V minulosti byly podniknuty i pokusy o výrobu dutých ojnicních dřívků oválného průřezu, avšak technologie výroby je nesmírně obtížná a výsledek, tj. snížení hmotnosti, je velmi nejistý.



Materiálem pro výrobu ojnic moderních motorů je cementační ocel a pro dražší a speciální typy motorů jsou to vysoce legované druhy cementačních ocelí. Ojnice se vyrábí z výkovku, neboť průběh tvaru materiálových vláken i zaručené mechanické vlastnosti ve všech částech ojnice jsou velmi důležité. U přesných výkovků je mechanické obrobení celkem jednoduché, neboť se skládá pouze z obrobení otvorů a čel obou ok. Složitější je však tepelné zpracování. Ojnice se cementuje obvykle do hloubky necelého 1 mm, avšak cementují se pouze otvory obou ok a čela spodního otvoru. U ojnice s pouzdem pístního čepu nebo poměděným vnitřkem horního oka se cementuje pouze dolní oko. Celý povrch ojnice se musí před cementací chránit tlustým poměděním nebo jiným způsobem. Ochrana povrchu před nauhličením je velmi důležitá, neboť jinak by na povrchu tepelným zpracováním vznikla tvrdá, ale křehká vrstva, která by mohla být příčinou prasknutí ojnice. Po cementaci se celá ojnice kalí podle předpisu pro použitý materiál.

Ještě složitější je tepelné zpracování ojnic některých terénních a silničních závodních motocyklů s uložením pístního čepu na jehlách. Otvory obou ok musí být tvrdé, ale optimální tloušťka cementační vrstvy je u dolního oka 0,8 až 1 mm a u horního pouze 0,3 až 0,5 mm. Zbytečné zesílení cementační vrstvy horního oka by snižovalo jeho nosnost a u dolního oka by naopak tenčí vrstva nezaručovala dobré podmínky pro ložisko. Cementování těchto ojnic proto probíhá přerušovaně a v přestávce se odstraní ochranná vrstva z vnitřku horního oka.

U některých motorů starší koncepce se do spodního oka ojnice lisoval tvrdý kroužek ze speciálního materiálu, který tvořil vnější kroužek ložiska. Výhodou byla o něco vyšší životnost ojnicního ložiska a jeho levnější oprava výměnou nalisovaného kroužku za jiný. Kroužek však podstatně zvětšoval celkovou hmotnost ojnice a vyšší hodnoty odstředivých sil životnost ojnicního ložiska snižovaly.

Mnohokrát se pokoušeli zkušení konstruktéři i nadšení amatéři použít ojnice pro speciální motory z hmotnostně příznivějších materiálů, než je ocel. Duralové ojnice vyrobené ze speciálních výkovků s pevností nad 400 MPa by vyšly i při stejných pevnostních parametrech v porovnání s ocelovými ojnicemi lehčí, ale dosud se nepodařilo spolehlivě vyřešit lisování spodního tvrdého kroužku, který se po zahřátí uvolňuje. Větší lisovací přesah není možný se zřetelem na nebezpečí deformací funkčního vnitřního povrchu kroužku. Jiný způsob vytvoření tvrdého povrchu duralu (než je lisování kroužku) se pro namáhání odpovídající ložiskovému kroužku dosud nepodařilo v praxi vyřešit.

Větší naději než dural dává pro ojnice speciálních motocyklů titan. Titan je kov s neobyčejnou chemickou stálostí a odolností i s vysokou mechanickou pevností. Pro potřeby průmyslu se začal uplatňovat teprve v období po druhé světové válce a značně vysoká cena a obtížnost zpracování stále zabraňují jeho rozšíření. Zatím se používá v chemickém průmyslu a v konstrukci speciálních letadel, vozidel, raket a umělých družic.

Speciální titanové slitiny na výkovky ojnice dosahují pevnosti až 1 000 MPa při měrné hmotnosti kolem 4,5 g/cm<sup>3</sup> (u oceli 7,85 g/cm<sup>3</sup>). Problém spočívá ve složitém



zhotovení výkovku i v jeho obtížném zpracování; zalisování tvrdého ocelového kroužku nepůsobí zvláštní potíže.

V některých případech je pro úpravu prototypu nebo amatérskou přestavbu motoru nedostupný vhodný výkovek a výroba kovacího zařízení pro 1 kus je nákladná a zdlouhavá. Frézování celého tvaru ojnice z tyčového materiálu nebo z desky nelze doporučit, neboť tvar vláken má svou důležitost. Osvědčilo se však ruční předkování a další mechanické obrobení materiálu.

Povrch ojnice má značný vliv na její pevnost. Všechny zákovky a trhliny vyvolávají zvýšení místního namáhání a mohou přivodit defekt ojnice. Neporušenost a kvalitu povrchu ojnice je třeba podrobně kontrolovat, drobné povrchové vady odstranit zaleštěním, a jsou-li zjištěny hrubší trhlinky, je nutno ojnice vyřadit. Zvlášť nepříznivý vliv na tvarovou pevnost mají rýhy a trhliny kolmé na podélnou osu ojnice.

Při moderním postupu výroby procházejí ojnice i ramena klikového hřídele mezi jednotlivými operacemi defektologickou kontrolou, při níž se zjišťují všechny povrchové vady, které se dalším zpracováním zcela neodstraní. Součásti je tak nutno vyřadit již v průběhu výroby a nikoli až po konečné kontrole.

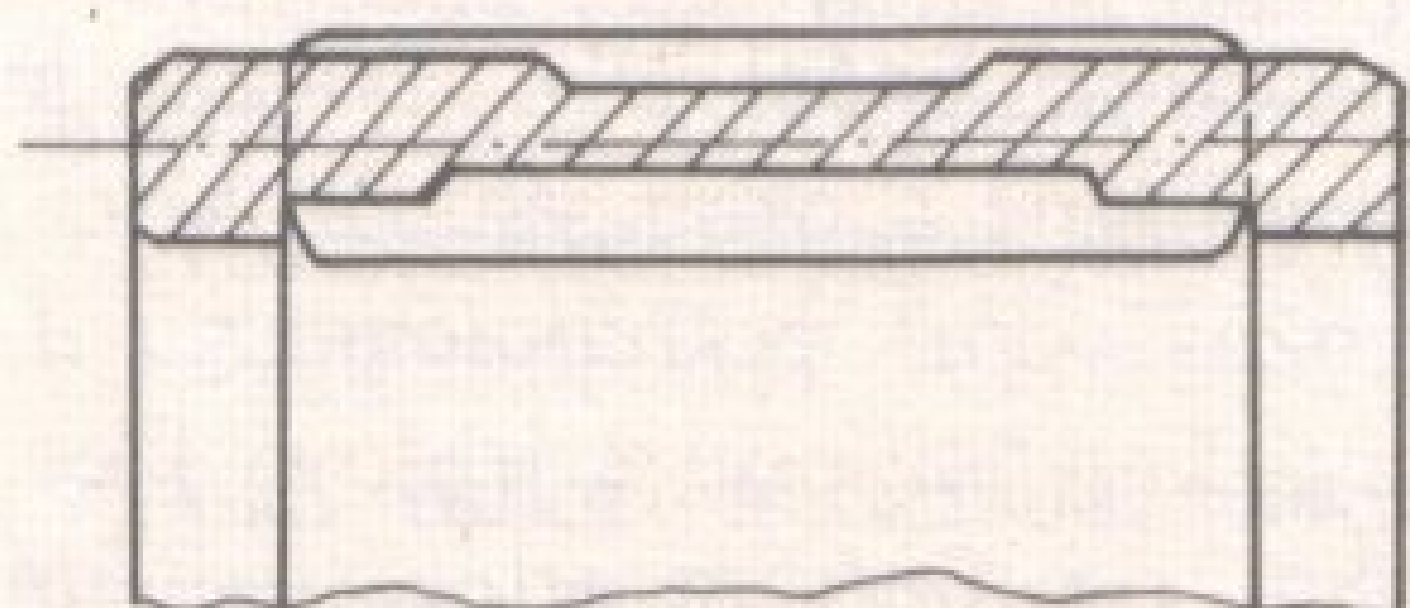
Velmi přísné jsou požadavky na obrobení otvoru dolního oka ojnice. Sledujeme zde kvalitu broušeného povrchu, dodržení předepsané tolerance průměru, ovalitu, ale především kuželovitost. Pečlivě kontrolujeme i přesnost a jakost povrchu u čel dolního oka.

Důležitá je také rovnoběžnost os otvorů dolního a horního oka, ale naproti tomu tolerance rozteče těchto otvorů vyhovuje ve velmi hrubé hodnotě 0,05 až 0,1 mm.

### *Ojniční ložisko*

Ojniční ložiska moderních dvoudobých motocyklových motorů jsou vesměs valivá, neboť kluzná ložiska vyžadují dostatečný přívod tlakového oleje. Starší konstrukce, kdy se na ojniční čep nasouval vnitřní a do ojnice lisoval vnější kroužek ložiska, byly pro své rozměry a hmotnost opuštěny. Válečky nebo válečkové jehly dnes běží přímo po přesném tvrdém povrchu ojničního čepu a v ojničním oku.

Pro motory s nižšími otáčkami vyhovují válečky bez klece, což je nejlevnější řešení ojničního ložiska. Válečky mají mít průměr nejméně 4 mm, podle tolerance vnějšího průměru musí být tříděny a pro ložisko použity vždy válečky jednoho požadovaného rozměru.



Řez jehlovou klecí



Při konstrukci ojničního ložiska s válečky bez klece je třeba průměr roztečné kružnice válečkového ložiska vypočítat z podmínky, aby obvodová vůle mezi dvěma sousedními válečky byla asi 0,02 mm. Ze základních znalostí trigonometrie snadno odvodíme důležitý vztah

$$D_s = \frac{d + v}{\sin \frac{\pi}{i}} \quad (\text{m}),$$

kde  $D_s$  je průměr roztečné kružnice válečků (m),

$d$  — průměr válečku (m),

$v$  — obvodová vůle mezi dvěma válečky (m),

$i$  — počet válečků (poměr  $\pi/i$  vyjadřuje hodnotu úhlu v radiánech).

Vnější průměr ojničního čepu bude tedy nerovné číslo vzniklé odečtením hodnoty průměru válečku  $d$  od roztečného průměru  $D_s$ . Zaokrouhlení je možné pouze směrem nahoru o několik setin milimetru, aby příliš nevzrostla obvodová vůle válečků. Požadované radiální vůle obvykle v rozmezí 0,01 až 0,02 mm se dosáhne výběrem tříděných ojničních čepů, ojnic a válečků.

Při vyšších otáčkách se válečky vlivem odstředivé síly natlačují do největší možné vzdálenosti od osy klikového hřídele. Nepříjemným důsledkem je potom ztížený běh ložiska a vzrůst jeho teploty, což vede k snížení tvrdosti povrchu všech ocelových dílů a posléze i k zadření ložiska.

Jedinou zaručenou cestou k odstranění těchto závad je nahrazení volně vkládaných válečků jehlovou klecí nebo výjimečně válečkovým ložiskem s klecí. Jehlové klece jsou dnes na celém světě velmi moderním prvkem valivého uložení, neboť přispívají k snížení hmotnosti i rozměrnosti konstrukcí. Ojniční ložiska by však měla mít výhradně jehlové klece vyrobené zvlášť pro tento účel. Vlastní klec je z duralu o vysoké pevnosti nebo ze speciálně upraveného ocelového plechu. Nejdůležitější je rovnoběžnost drážek pro válečkové jehly s osou klece. Pro ojniční ložisko dvoudobých motocyklových motorů se nejlépe osvědčují válečkové jehly od průměru 2,5 do 3,5 mm a jen výjimečně se používá jehel s průměrem 2 mm. Klece se podle průměrového třídění jehel dodávají v rozměrových skupinách.

Vedení klece je vždy na jejím vnějším průměru, tzn. v otvoru ojnice, aby nedošlo k místnímu vydírání ojničního čepu. Pro činnost ložiska je nejdůležitější radiální vůle, která bývá v rozmezí 0,012 až 0,025 mm podle rozměru a typu motoru. Vůle vnějšího vodícího průměru klece v ojničním otvoru je podstatně větší — od 0,1 do 0,25 mm. Ojničního čepu se nemá klec vůbec dotknout, a proto je zde minimální vůle 0,3 mm.

Největší potíže a starosti však působí nepřesně vyrobené jehlové klece, které způsobují tzv. *šroubování ojnice* a vyvolávají nežádoucí boční síly. Příčina je obvykle v drážkách pro jehly prostřižených nerovnoběžně s osou jehlové klece. Oprava jehlové klece není dostupným způsobem možná, avšak potřebujeme zjistit, je-li příčinou bočního vychylování ojnice do strany skutečně pouze jehlová klec. Pro zkoušku musíme mít přesně broušený delší čep s průměrem odpovídajícím



průměru ojničního čepu a dále kroužek s přesně broušeným otvorem. Čep ustavíme do vodorovné polohy, nasadíme na něj zkoušenou odmaštěnou jehlovou klec s jehlami a na ni zkušební kroužek. Po roztočení kroužku na kleci nesmí nastat jeho stranový posuv. Dochází-li ke šroubování kroužku, zkoušku několikrát opakujeme a vadnou klec vyřadíme.

Vydírání čel dolního oka ojnice a přilehlých čel ramen klikového hřídele může mít i jinou příčinu než je vadná klec. Často je to kuželovitost otvoru ojničního oka nebo kuželovitost povrchu ojničního čepu.

Vydírání odstraňují někdy konstruktéři tvrdými příložkami v ramenech klikového hřídele nebo axiálním vedením ojnice v pístu. Boční vůle ojnice mezi rameny klikového hřídele se v tomto případě zvětší z 0,1 až 0,2 nejméně na 1 mm a ojnice je bočně vedena v pístu. Vybrání pro horní ojniční oko se musí v pístu frézovat a ojnice se do něj lícuje s boční vůlí kolem 0,1 mm. U horního oka jde pouze o kývavý pohyb ojnice a dolní oko se boků ramen vůbec nedotýká.

Ojniční čep moderních dvoudobých motorů je vcelku jednoduchou součástí s přesně válcovým povrchem broušeným obvykle na bezhroté brusce. Ojniční čep se lisuje do broušených válcových otvorů ramen klikového hřídele s patřičným přesahem — spojení pomocí kuželů a matic na ojničním čepu bylo již dávno opuštěno. Hmotnost čepu snižuje střední průběžný otvor s jemným obrobením, aby nevznikly nebezpečné trhlinky.

Průměr ojničního čepu určí požadavky na pevnost, bezpečnost lisovaného spojení čepu s rameny klikového hřídele a požadovaný rozměr vnitřního ložiskového kroužku, který čep nahrazuje. Rozhodující bývají podmínky pro optimální rozměry ojničního ložiska, neboť pevnost čepu se může zvýšit zmenšením nebo vypuštěním odlehčovacího otvoru.

Ojniční čepy se vyrábějí z cementační oceli, nejčastěji legované chromem a niklem. Při tepelném zpracování se cementuje pouze vnější povrch, otvor se pro zachování pevnosti chrání před nauhličením. U ojničního čepu je důležitější než u jiných cementovaných součástí dosažení dostatečné cementační vrstvy v tloušťce kolem 1 mm a získání tvrdého povrchu v úzkém rozsahu 60 až 61 HRC.

Po opotřebení ojničního čepu je většinou nejvýhodnější jeho náhrada novým. Jde o poměrně levný díl a tvrdé chromování povrchu může zde při vysokých tlacích způsobit potíže.

### *Ramena klikového hřídele*

Ramena klikového hřídele jsou stavebním základem celého klikového mechanismu. Podle uspořádání je můžeme dělit na kompaktní a dělená.

Kompaktní ramena jsou vyrobena obvykle z výkovku a tvoří kompletní rameno i s přilehlou částí hlavního čepu klikového hřídele. Předností této koncepce je vysoká tuhost a funkční spolehlivost jediného dílu, záporem obtížnější, a tedy i dražší výroba.

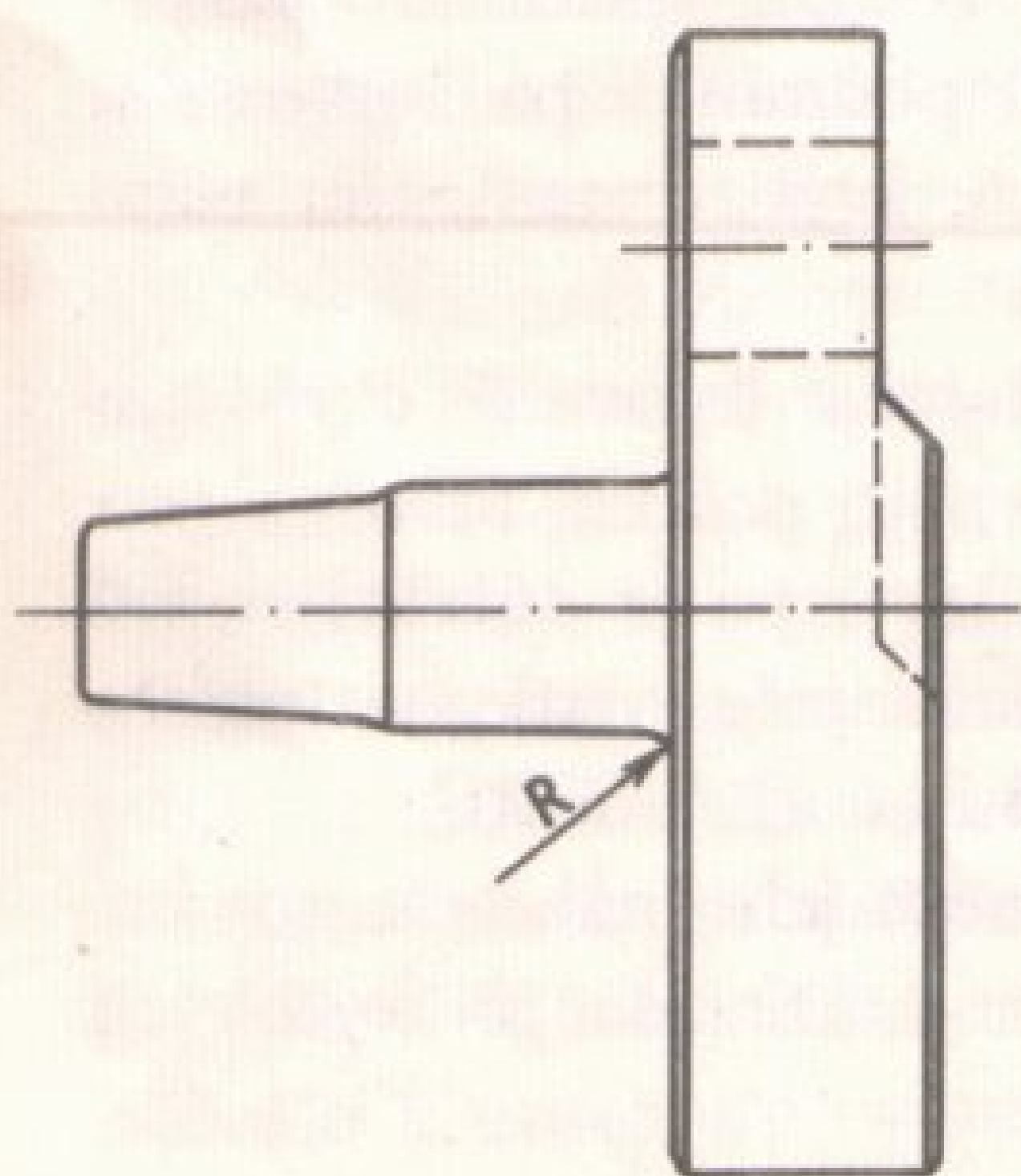


Dělená ramena jsou sestavena ze dvou samostatně vyrobených kusů, a to ze samotného ramena a z hlavního čepu. Spojení obou dílů je nejčastěji lisováním na válcový otvor čepu; někdy se používá klínek pro zajištění polohy, který má navíc jistit hlavní čep proti samovolnému pootočení. Dělené rameno je při pečlivé výrobě zcela spolehlivé a výroba bez použití nákladného výkovku vychází levněji.

Základním rozměrem ramen klikového hřídele je rozteč osy klikového hřídele a osy ojničního čepu. V rámci výrobní tolerance se ramena podle tohoto rozměru třídí a pro jeden klikový hřídel se vybírají ramena s rozdílem rozteče maximálně 0,005 mm.

Tvar a vnější průměr ramen je dán požadovaným momentem setrvačnosti a podmínkou vyvážení motoru – o obou těchto problémech bude dále pojednáno samostatně.

U kompaktních ramen je základním materiálem výkovku cementační ocel – cementuje se otvor pro ojniční čep a povrch hlavního čepu s výjimkou závitu. Hloubka cementační vrstvy bývá v rozmezí 0,3 až 0,5 mm, u ramen, kde po hlavních čepech poběží válečky, se zvětšuje na hodnoty 0,7 až 1 mm. Po kalení se všechny funkční povrchy brousí. Malým, ale důležitým detailem je plynulý přechod z průměru čepu do čela ramena, neboť v tomto místě při méně pečlivém obrobení nebo dokonce zápichu vznikají trhliny z hlediska únavové pevnosti nebezpečné pro prasknutí čepu, neboť dochází ke koncentraci namáhání.



Nenápadný, avšak velmi důležitý detail  
pro spolehlivost klikového hřídele

U dělených ramen bývá vlastní rameno z běžné konstrukční oceli bez tepelného zpracování, ale hlavní čep je cementován a tepelně zpracován. Nevýhodou poměrně měkkého ramena klikového hřídele je možnost otláčení otvorů pro ojniční i hlavní čep, která se nepříznivě projeví při repasích.

Zajímavým a zcela nekonvenčním typem klikových hřídelů jsou hřídele s jedním ramenem a letmým uložením ojničního čepu. Toto řešení je výrobně i stavebně velmi jednoduché a levné, avšak čtenář si sám snadno promítne všechny jeho funkční nevýhody. Přesto byl tento typ hřídele použit na dvoudobém jednoválco-



vém automobilovém motoru Aero 500 a v poválečné době na levném, snad nejrozšířenějším mopedovém motorku Velosolex.

Ramena klikového hřídele tvoří hlavní část setrvačných hmot motoru, často přímo nahrazují setrvačníky a bývají tak i označovány. Jejich průměr spolu s tloušťkou má vliv na běh motoru, jeho charakteristiku a hlavně pak na rychlost reakce na okamžité přidání nebo ubrání plynu.

Svůj setrvačný účinek ovšem projevují všechny rotující i posuvné hmoty motoru.

Přesným vyjádřením vlivu setrvačnosti motoru je jeho celkový moment setrvačnosti, který získáme přepočtem momentů setrvačnosti jednotlivých dílů na klikový hřídel. Početně je dán moment setrvačnosti rotujícího tělesa součtem hmotnosti elementárních částí násobených druhou mocninou jejich vzdálenosti od osy rotace. U dutého válce rotujícího kolem své osy, který pro výpočet v praxi nejčastěji potřebujeme, uvažujeme elementární mezikruží a po integraci (tj. matematickým součtem nekonečně mnoha nekonečně malých částí) dostaneme vztah

$$I = \frac{\pi}{32} s b (d_e^4 - d_i^4) \quad (\text{kg m}^2),$$

kde  $I$  je moment setrvačnosti dutého válce ( $\text{kg m}^2$ ),

$s$  – měrná hmotnost materiálu ( $\text{kg/m}^3$ ),

$b$  – šířka válce (m),

$d_e$  – vnější průměr válce (m),

$d_i$  – vnitřní průměr válce (m).

U plných válců je výpočet ještě jednodušší, neboť za hodnotu  $d_i$  dosadíme 0. Při početním hodnocení jednotlivých dílů klikového mechanismu zjistíme, že praktický význam pro ovlivnění celkové hodnoty momentu setrvačnosti mají pouze hmoty na velkém průměru, a to ramena, vnější setrvačník, popř. spojka umístěná na klikovém hřídeli.

Pro redukci momentů setrvačnosti všech hřídelů spojených převodem s klikovým hřídelem platí

$$I_c = I_k + \frac{I_p}{p^2} \quad (\text{kg m}^2),$$

kde  $I_c$  je celkový moment setrvačnosti ( $\text{kg m}^2$ ),

$I_k$  – moment setrvačnosti samotného klikového hřídele ( $\text{kg m}^2$ ),

$I_p$  – moment setrvačnosti úplného převodového hřídele ( $\text{kg m}^2$ ),

$p$  – převodový poměr mezi klikovým a převodovým hřídelem.

Z uvedeného vztahu vyplývá, že spojka umístěná na hnacím hřídeli převodovky již takřka neovlivňuje celkový moment setrvačnosti motoru. Při primárním převodu pouze 2:1 by její moment setrvačnosti byl pouze čtvrtina momentu setrvačnosti spojky stejných rozměrů umístěné na klikovém hřídeli.

Všeobecný názor, že klasický cestovní motocykl má mít široké setrvačníky velkého průměru a naproti tomu sportovní a hlavně pak silniční závodní motocykl



motor s minimálním momentem setrvačnosti klikového hřídele, neplatí bez výjimek.

Velký moment setrvačnosti klikového mechanismu podstatně zmenšuje nerovnoměrnost otáčení během otáčky, což se příznivě projeví klidnějším během, menším opotřebením primárního převodu a částečně i dalších dílů a dále pak možností běhu naprázdno v poměrně nízkých otáčkách. Při prudkém přidání plynu se motor se setrvačníky velkého průměru pomaleji rozbíhá do vysokých otáček a i to ovlivňuje příznivě životnost dílů a plynulost jízdy.

Pomalá reakce na přidání plynu však bývá považována za největší nevýhodu velké hodnoty momentu setrvačnosti jeho pohybujících se dílů, neboť zpomaluje akceleraci motoru. Nevýhodou motorů s velkými průměry setrvačnicků je i větší spodní objem dvoudobého motoru, který zhoršuje plnicí účinnost motoru. Podle novějších výsledků výzkumu však nemá zmenšování spodního, tak zvaného škodlivého objemu zdaleka takový význam, jak se dříve udávalo.

Celkovou vývojovou snahou ve stavbě motocyklů je v souladu se zvyšováním měrných výkonů motorů i postupné snižování momentů setrvačnosti klikového hřídele. Rozměrově menší klikový hřídel umožňuje stavbu celkově menších motorů a výhodou je i výsledná menší hmotnost. K rovnoměrnosti běhu otáčení přispěje nejvíce stavba moderního víceválcového motoru. Sportovní motocykly mají zpravidla setrvačníky menších průměrů než cestovní stroje, a proto je často i obtížné u malých ramen klikového hřídele zajistit správné vyvážení.

Zajímavé jsou problémy spojené s hledáním optimálního momentu setrvačnosti u speciálních strojů.

U silničních závodních motocyklů všech typů a všech objemových tříd se volí minimální možné vnější rozměry setrvačnicků a jen vytvoření protizávaží je zde omezujícím prvkem dalšího odlehčování. Zmenšování průměru setrvačnicků vedlo v některých případech i k vylévání ramen olovem. Ramena malého průměru umožňují i konstrukci krátké a lehké ojnice a životnost i nerovnoměrnost běhu motoru jsou zde vedlejší. Příliš malý moment setrvačnosti se někdy projevuje u silničních závodních motocyklů s vysokým kompresním poměrem velmi obtížným spouštěním. Při roztlačování zadní kolo prokluzuje a motor nejde přetočit přes horní úvrať pístu. Avšak ani v tomto případě konstruktéři nechtějí zvětšovat ramena klikového hřídele a úkolem jezdců je naučit se obtížné roztáčení překonat.

Také u terénních i soutěžních motocyklů vede konstruktéry snaha po odlehčování a zmenšování motoru k snižování momentu setrvačnosti jeho pohybujících se dílů. Zvýšená nerovnoměrnost běhu není ani zde podstatnější závadou a rychlejší akcelerace je vítaným přínosem lehkých setrvačnicků. Nevýhody této koncepce se projeví na kluzkém terénu. Při každém přidání plynu motor prudce reaguje, zadní kolo se začne protáčet, jezdec musí ubrat plyn a znovu začít opatrně akcelarovat. Opatrné přidávání plynu je však v podmínkách rychlé soutěžní nebo dokonce terénní jízdy velmi obtížné. Mnohem výhodnější je v tomto případě motocykl s větším průměrem setrvačnicků, který pomaleji, ale plynuleji akceleruje bez protáčení zadního kola. U soutěžních motocyklů nejnovější koncepce je proto volba momentu setrvačnosti klikového hřídele kompromisním řešením mezi požadavkem



plynulého záběru na kluzkém terénu a požadavkem vysokého výkonu motoru s malou hmotností. Podobné zásady se uplatňují ve stavbě terénních motocyklů třídy 500 cm<sup>3</sup>. Naproti tomu je koncepce terénních motocyklů s velmi lehkým klikovým hřídelem společná pro obě nižší objemové třídy. Tyto stroje kladou sice mimořádné nároky na jezdce, ale provozní režim motoru se posouvá do nejvyšších otáček, kde vysoké hodnoty výkonu umožňují u objemově menších strojů vyšší jízdní parametry.

Svépomocná změna momentu setrvačnosti není u motocyklu snadnou ani bezpečnou úpravou, ať již jde o úpravu vlastního klikového hřídele, nebo na něm upevněných částí.

Při zmenšování momentu setrvačnosti musíme buď zmenšit průměr ramen klikového hřídele, anebo ramena zúžit. Většinou se však poruší původní vyvážení a průměrově malé setrvačníky je potom obtížné dovážit. Další možností je u motoru se setrvačnickovým zapalováním volba jiného typu zapalování s menší rotující hmotou.

Zvětšování momentu setrvačnosti pro lepší ovladatelnost stroje se v praxi řeší pouze přídavným vnějším setrvačníkem nebo výjimečně rozšířením ramen klikového hřídele přišroubovanými příložkami. Při montáži vnějšího setrvačníku však musíme počítat se zvýšeným namáháním příslušného hlavního čepu i s mimořádným zatížením uložení setrvačníku na klikovém hřídeli — jediným osvědčeným řešením je pevné dotažení na přesně lícující kužel. Zvětšený moment setrvačnosti klikového hřídele může být u soutěžního nebo terénního stroje nebezpečný i pro celé převodné ústrojí. Prudká změna otáček motoru vyvolaná nešetrným řazením nebo terénním skokem se projevuje při těžším klikovém hřídeli podstatně většími rázy na primární převod, převodovku i řetěz.

### *Vyvážení*

Dvoudobé motory mají řadu výstředně umístěných součástí vzhledem k ose klikového hřídele a navíc ještě posuvné hmoty s vratným pohybem. Při vysokých otáčkách klikového hřídele vznikají setrvačné síly vysokých hodnot. Úkolem vyvážení je umístit protizávaží odpovídající hmotnosti tak, aby se síly vzniklé nevyváženými hmotami motoru a síly od protizávaží vzájemně co nejvíce rušily.

Vyvážení rotačních hmot je teoreticky i prakticky jednoduché.

Pro odstředivou sílu působící v těžišti výstředně uložené rotující součásti platí známý vztah

$$C = Gr\omega^2 \quad (\text{N}),$$

kde  $C$  je odstředivá síla součástí (N),

$G$  — hmotnost součásti (kg),

$r$  — vzdálenost těžiště od osy otáčení (m),

$\omega$  — úhlová rychlost (rad/s).



Pro vyvážení platí podmínka, že výslednice sil působících na nevyváženou součást a protizávaží musí být nulová:

$$C + C_v = 0 \Rightarrow C_v = -C \quad (\text{N}),$$

$C_v$  je odstředivá síla protizávaží (N).

Těžiště nevyvážené součásti a protizávaží musí ležet v rovině kolmé k ose otáčení, jinak by dvojice odstředivých sil dávala moment kolem osy kolmé k ose otáčení. V praxi volíme dvě protizávaží po obou stranách ojnice a pro rovnováhu musíme dodržet následující vztahy, kde již pro zjednodušení zanedbáváme minusová znaménka pro opačný směr sil a momentů:

$$C = C_{v1} + C_{v2} \quad (\text{N}).$$

Musíme také dodržet podmínku

$$C_{v1} = C_{v2} \frac{a_2}{a_1} \quad (\text{N}),$$

kde  $C_{v1}$  je odstředivá síla levého protizávaží (N),

$C_{v2}$  – odstředivá síla pravého protizávaží (N),

$a_1$  – vzdálenost těžiště levého protizávaží od roviny dráhy těžiště uvažované součásti (m),

$a_2$  – vzdálenost těžiště pravého protizávaží od roviny dráhy těžiště uvažované součásti (m).

Při stejných hodnotách vzdáleností  $a_1$  a  $a_2$ , což je obvyklé, jsou stejné i velikosti ramen odstředivých sil obou závaží a platí:

$$C = C_{v1} + C_{v2} \quad (\text{N}),$$

$$C_{v1} = C_{v2} \Rightarrow C = 2C_{v1} \quad (\text{N}),$$

$$G\omega^2 = 2G_{v1}r_v\omega^2 \quad (\text{N}),$$

$$G_{v1} = \frac{G}{2} \frac{r}{r_v} \quad (\text{kg}),$$

kde  $G_{v1}$  je hmotnost protizávaží jednoho ramena (kg),

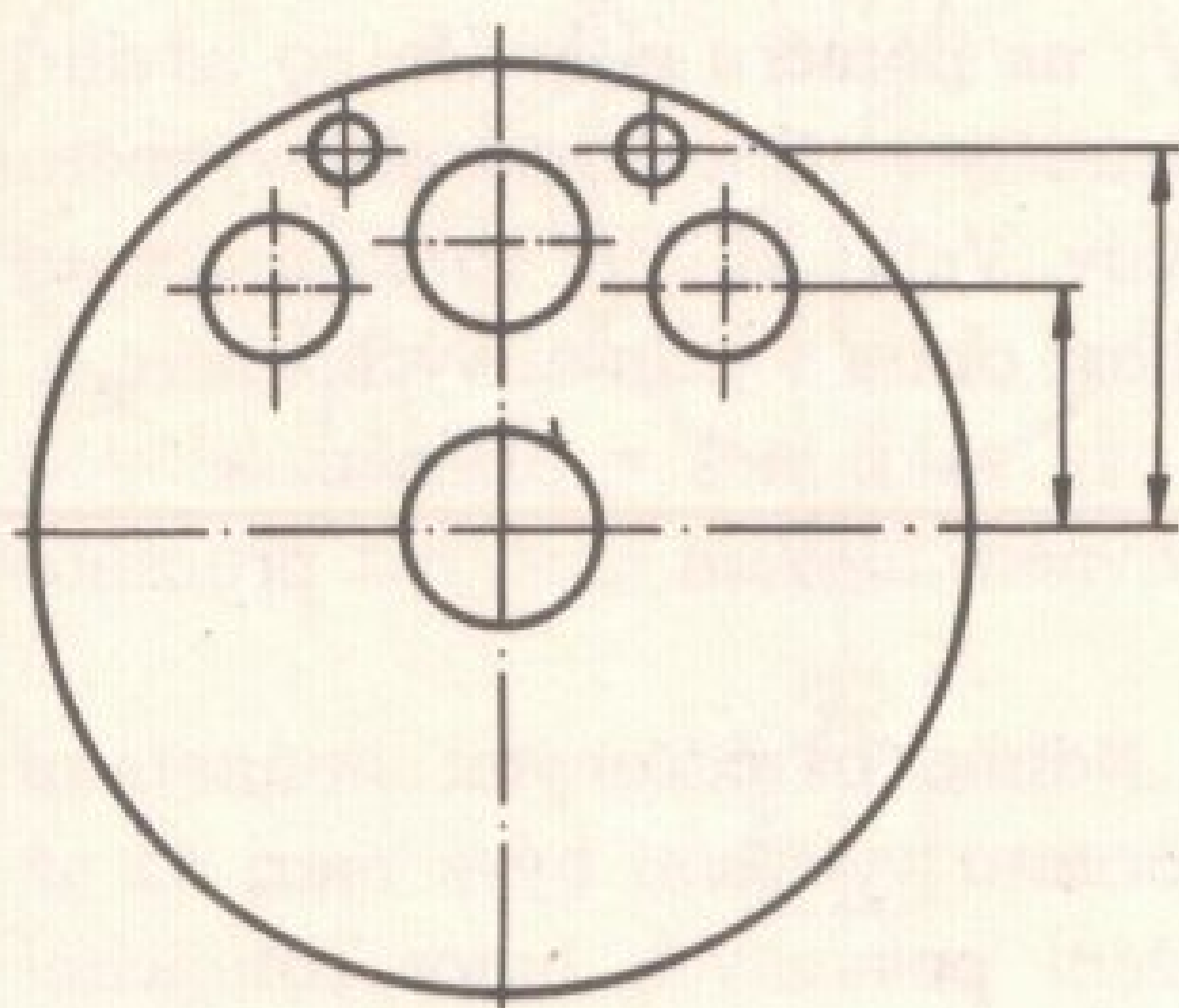
$r_v$  – vzdálenost těžiště protizávaží od osy otáčení (m).

Vzdálenost těžiště protizávaží od osy otáčení  $r_v$  musí být samozřejmě v opačném směru než vzdálenost těžiště nevyváženého dílu  $r$ . Nejčastěji při praktickém vyvažování nepřidáváme protizávaží, ale vrtáme ramena klikového hřídele na straně ojničního čepu. Vyvážení potom uvažujeme vzhledem k vodorovné rovině proložené osou klikového hřídele při poloze pístu v horní úvratí. Místo vzdálenosti těžiště protizávaží nebo v tomto případě vylehčovacího otvoru od osy otáčení se uvažuje vzdálenost těžiště od této roviny.

U dvouválcového motoru s ojnicními čepy přesazenými o  $180^\circ$  jsou rotační hmoty obou jednotek vzájemně vyváženy, ale vzniká moment, který je třeba



vyrovnat protizávažím na vnějších stranách ramen klikového hřídele. Vyvážení rotačních hmot víceválcových motorů lze řešit buď samostatným vyvážením každé jednotky, anebo vyvážením hřídele jako celku. První způsob dává menší namáhání klikového hřídele i ložisek.



Pro vyvážení jsou rozhodující vzdálenosti vyvažovacích otvorů od roviny procházející osou klikového hřídele a kolmé na osu válce při poloze pístu v horní úvrati

Vyvážení posuvných hmot je podstatně obtížnější než u rotujících hmot. Setrvačné síly posuvných hmot mění v průběhu otáčky klikového hřídele svou hodnotu i smysl a přesné vyvážení by tedy bylo možné pouze silami stejné charakteristiky a opačného smyslu.

K teoreticky správnému vyvážení by tedy byly třeba pouze posuvné vyvažovací hmoty, neboť vyvážením rotujícími protizávažími dostaneme pouze vyvážení přibližné. Nejhorší podmínky pro vyvážení posuvných hmot jsou u jednoválcových motorů. Dvouválcové a víceválcové motory přinášejí již podstatné zlepšení. U dvouválcového motoru s rovnoběžnými osami válců a s ojnicemi čepy pootočenými o  $180^\circ$  jsou již eliminovány nevyvážené síly 1. řádu až na klopný moment daný vzdáleností mezi ojnicemi. Nejlepších podmínek pro vyvážení se dosáhne u plochých víceválců – např. čtyřválců Honda 1000.

Přesný průběh setrvačných sil posuvných hmot v závislosti na pootočení klikového hřídele můžeme odvodit z dříve odvozeného průběhu dráhy, rychlosti a zrychlení pístu v části „Základní kinematika“. Setrvačné síly jsou několika řádů, avšak pro praktické vyvážení jsou podstatné síly 1. řádu závislé na hodnotě  $\cos \alpha$  a dále druhého řádu odpovídající hodnotě  $\lambda \cos 2\alpha$ . Pro přesnější vyvážení posuvných hmot by tedy protizávaží sil 1. řádu měla být umístěna na klikovém hřídeli a sil 2. řádu na pomocném hřídeli otáčejícím se dvojnásobnými otáčkami než klikový hřídel. Vestavění pomocného vyvažovacího hřídele s dvojnásobnými otáčkami, než má klikový hřídel, je po konstrukční stránce značně obtížné, a proto se u motocyklových motorů spokojujeme s částečným vyvážením sil 1. řádu.

Při zjednodušeném, běžně používaném způsobu vyvážení setrvačných sil posuvných hmot rotujícím protizávažím na klikovém hřídeli rozložíme početně odstředivou sílu vyvažovacího závaží do dvou na sebe kolmých složek. Po rozborech, které zde neuvádíme, dospějeme k závěru, že vyvážíme pouze určité procento



posuvných hmot. Kdyby se procento rovnalo 0, což znamená, že posuvné hmoty by nebyly vůbec vyváženy, kmital by motor velmi silně ve směru osy válce. Naproti tomu při vyvážení posuvných hmot na 100 % by nastalo intenzívní kmitání v kolmém směru k ose válce v rovině pohybu ojnice vlivem vodorovných složek sil od vyvažovacích hmot.

Určení procenta vyvážení závisí do určité míry na poměru polovičního zdvihu k délce ojnice (hodnota  $\lambda$ ) a z této závislosti se uváděly i některé způsoby výpočtu hodnoty procenta, které se však v praxi neosvědčily. Velký vliv na volbu procenta vyvážení má tuhost uložení motoru a někdy i tuhost rámu v jednotlivých směrech.

Při vyšší tuhosti uložení motoru ve směru osy válce než v příčném se volí hmotnost protizávaží menší – při tuhém vodorovném uložení musí být procento vyvážení vyšší.

Pro vhodnou volbu procenta se nejčastěji řídíme osvědčenými hodnotami u podobných motorů. Nejčastější vyhovující procento vyvážení bývá mezi 45 až 70 %, obvykle pouze mezi 52 až 58 %. Vyvážení posuvných hmot rotujícími hmotami je pouze kompromisním řešením, a proto se snažíme odstranit nepříjemné chvění v nejčastěji používaných provozních režimech motoru.

Praktické vyvážení je nejjednodušší, ale i nejméně přesné vyvažování smontovaného klikového hřídele. Pro tento způsob zjistíme vážením s přesností asi 1 g hmotnost úplného pístu i s pístním čepem a jehlovou klecí nebo plovoucím pístním pouzdrem. Hmotu ojnice nahradí soustava dvou hmotných bodů, z nichž jeden na ose ojnicního čepu představuje rotační hmotu a druhý na ose pístního čepu posuvnou hmotu. Co nejpřesnějším a několikrát opakovaným vážením zjistíme hmotnost horní posuvné části ojnice. Ojnicní ložisko má být odmaštěné a ojnice má být při vážení přibližně ve vodorovné poloze, podepřená nebo zavěšená uprostřed horního oka.

Stanovíme nebo lépe řečeno zvolíme procento vyvážení posuvných hmot a podle dalšího vztahu vypočteme hmotnost vyvažovacího závaží:

$$G_z = \frac{p}{100} G_p - \frac{100 - p}{100} G_h \quad (\text{kg}),$$

kde  $G_z$  je hmotnost vyvažovacího závaží (kg),

$p$  – procento vyvážení,

$G_p$  – hmotnost úplného pístu s pístním čepem i klecí (kg),

$G_h$  – hmotnost horní části ojnice (kg).

Pro další postup zhotovíme vyvažovací závaží vypočtené hmotnosti a zavěšíme je na nitku uvázanou v horním oku ojnice. Klikový hřídel postavíme klikovými čepy mezi dvojice lehce otočných kladek nebo na kovová pravítka ustavená podle vodováhy. Při správném vyvážení se klikový hřídel zastaví v každé poloze; není-li tomu tak, musíme odvrtáním dosáhnout tohoto stavu.

Popsaný způsob vyvážení je vhodný pouze pro klikový hřídel jednoválcového motoru a nezaručuje shodné vyvážení obou ramen klikového hřídele.



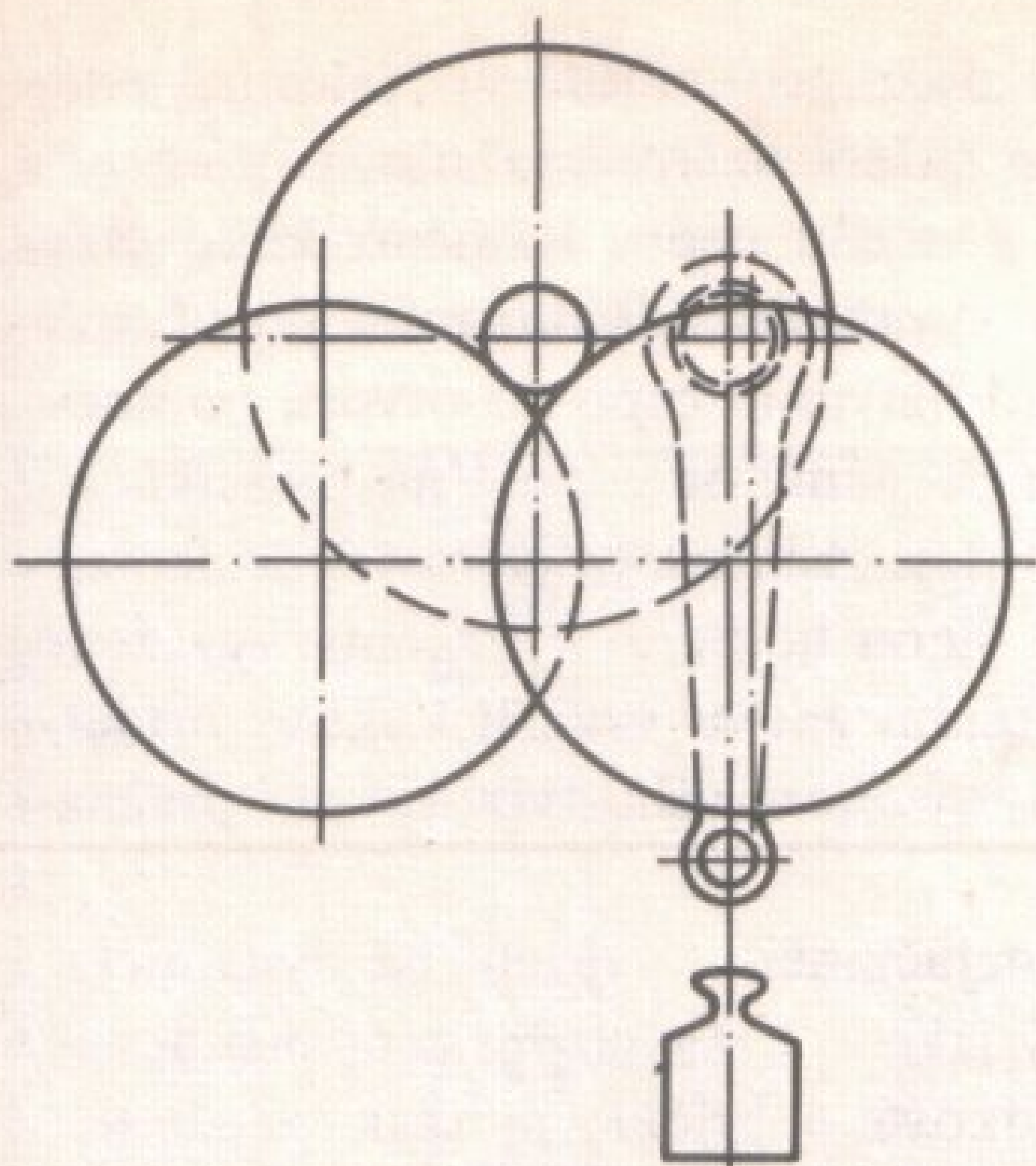


Schéma vyvažování kompletního klikového hřídele na kladkách

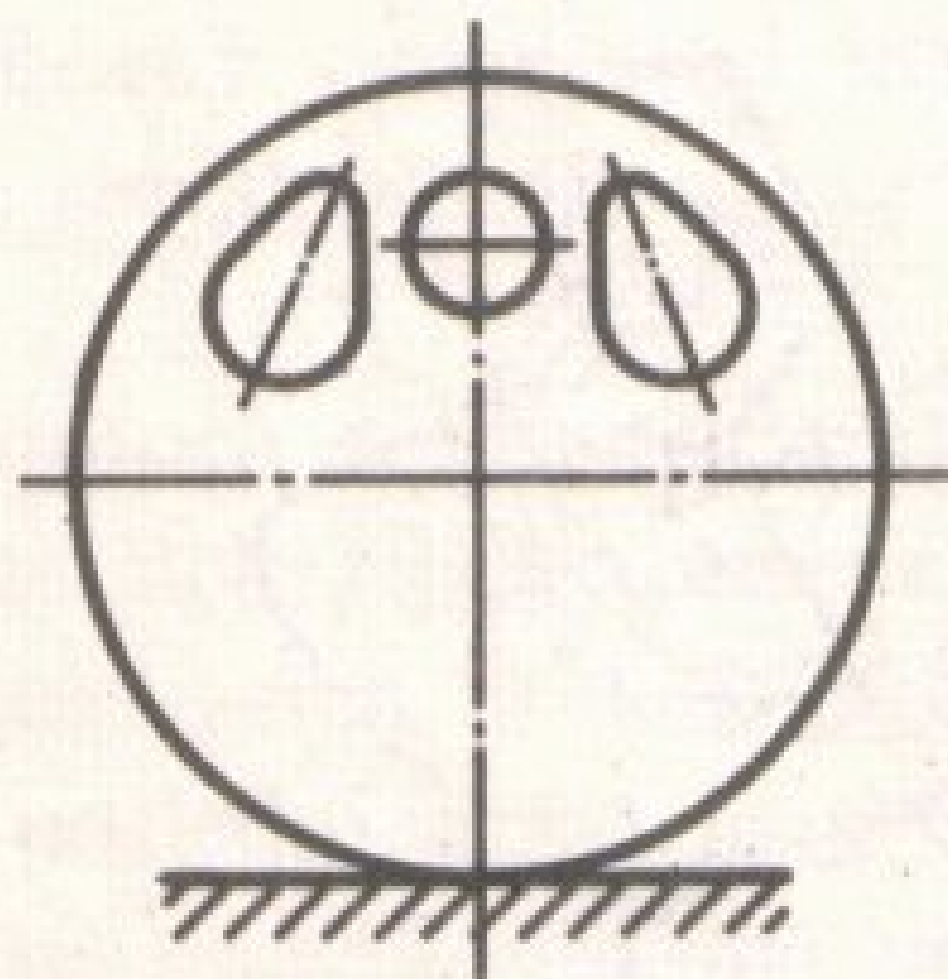
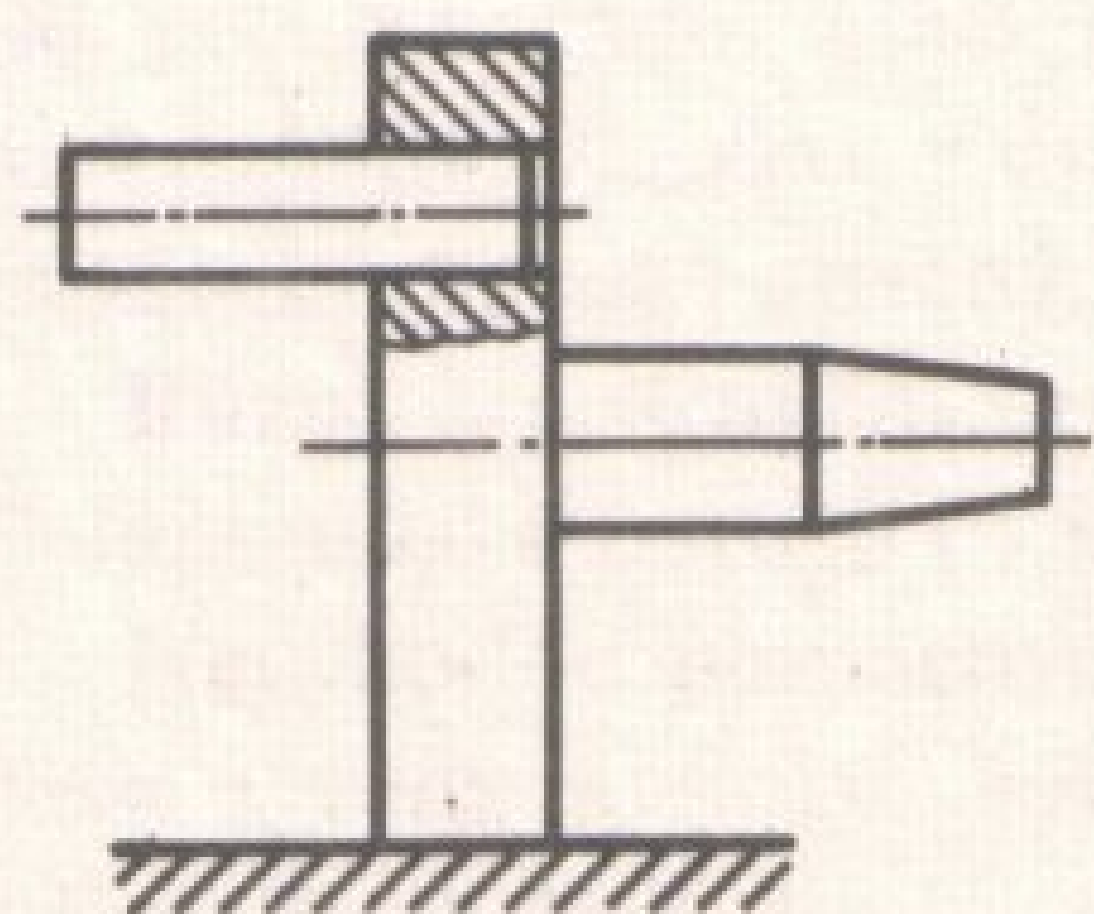
Pracnější, ale podstatně příznivější je samostatné vyvážení ramen klikového hřídele. Vyvažovací závaží pro tento případ vyjde z rovnováhy momentů k ose klikového hřídele:

$$G_{z2} = \frac{G_{\varepsilon} + G_d}{2} + \frac{p}{100} \frac{G_p + G_h}{2} \quad (\text{kg}),$$

kde  $G_{z2}$  je vyvažovací závaží pro rameno klikového hřídele (kg),

$G_{\varepsilon}$  – hmotnost ojničního čepu s kompletním ojničním ložiskem (kg),

$G_d$  – hmotnost dolní části ojnice (kg).



Odvalování ramena klikového hřídele s vyvažovacím válečkem po rovné desce

Hodnoty hmotností jednotlivých dílů klikového hřídele získáme přesným vážením. U ojnice musíme zjistit hmotnost horního a dolního oka střídavým zavěšením obou ok na nitku a položením druhého oka na misku váhy, přičemž ojnice by měla být pokud možno ve vodorovné poloze. Vážení ojnice opakujeme a kontrolujeme, dává-li součet dolní a horní části hmotnost celé ojnice.

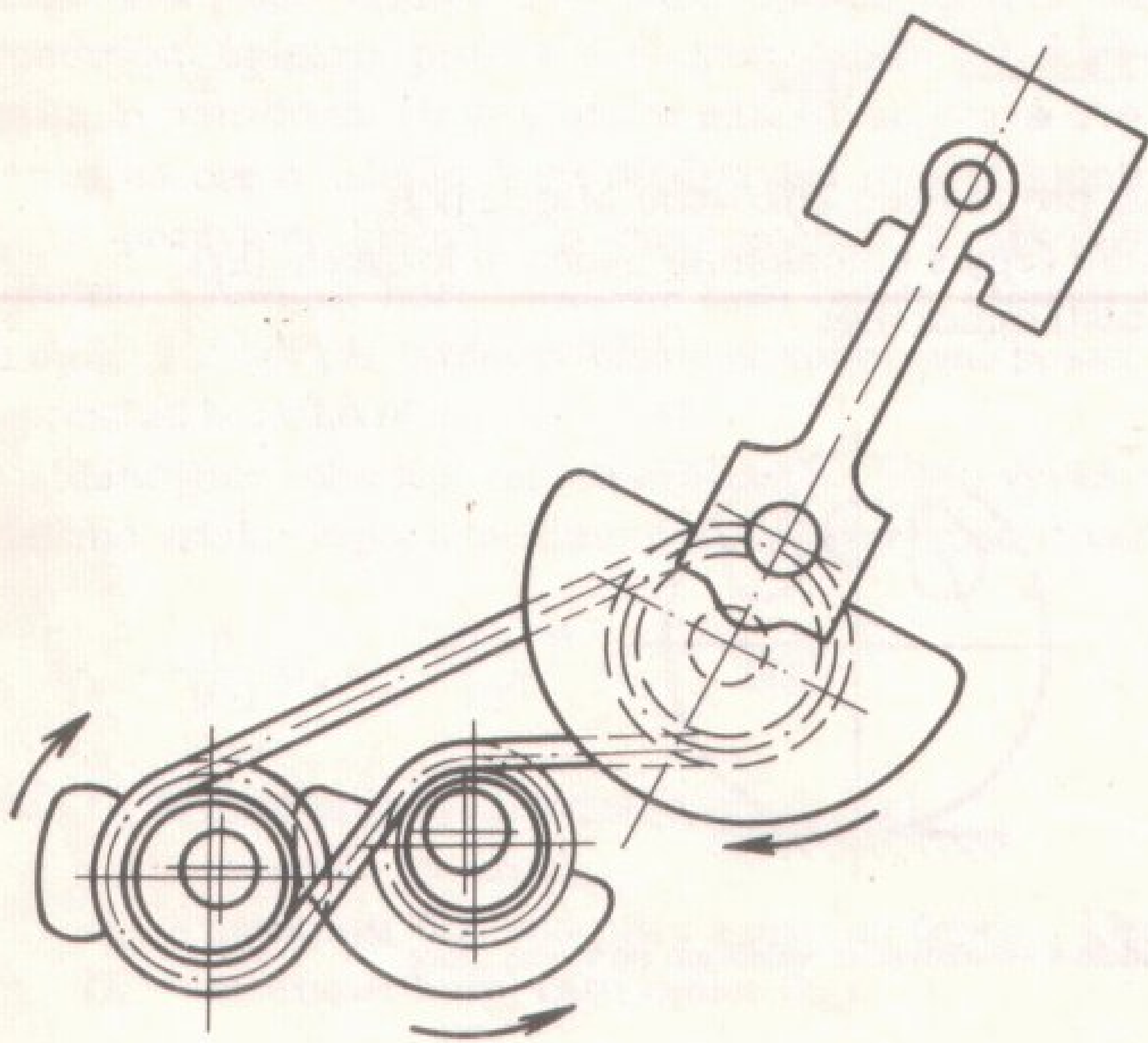
Vyvažovací závaží musíme v tomto případě vysoustružit ve tvaru kovového válečku, který s vůlí 0,05 až 0,1 mm nasuneme do otvoru pro ojniční čep. Rozměry



vyvažovacího válečku vypočteme úpravou vzorce pro hmotnost válce a jeho přesnou hmotnost upravíme podle kontrolního vážení našroubováním patřičného šroubu do vyvrtaného pomocného otvoru ve středu čepu. Rameno klikového hřídele s přesně válcovým povrchem můžeme vyvažovat odvalováním po přesné desce. Další osvědčený způsob záleží v nasazení hlavního čepu do otvoru pomocného, velmi přesně vyrobeného pouzdra, které necháme odvalovat na pravítkách.

Vyvážením samotných polovin klikového hřídele získáme při správně zvoleném procentu velmi dobré výsledky. Pro zkoušku s jinou hodnotou procenta vyvážení setrvačných sil posuvných hmot musíme odvrtáním znovu vyvážit klikový hřídel, motor smontovat a v motocyklu vyzkoušet. Při vývoji nového typu se tato pracná zkouška většinou několikrát opakuje.

Pro motory s nejvyšším počtem otáček je nejúčinnější vyvážení na dynamické vyvažovačce. Princip tohoto stroje je podobný jako u běžných zařízení pro dynamické vyvážení kol automobilů. Vyvážení klikového hřídele je však podstatně složitější vzhledem k nahrazování posuvných setrvačných sil rotujícím vyvažovacím závažím. Podrobnější pokyny k práci na dynamické vyvažovačce i s postupem pro vyvážení klikového hřídele zájemci mohou nalézt v technickém návodu vyvažovacího stroje i v odborné literatuře.

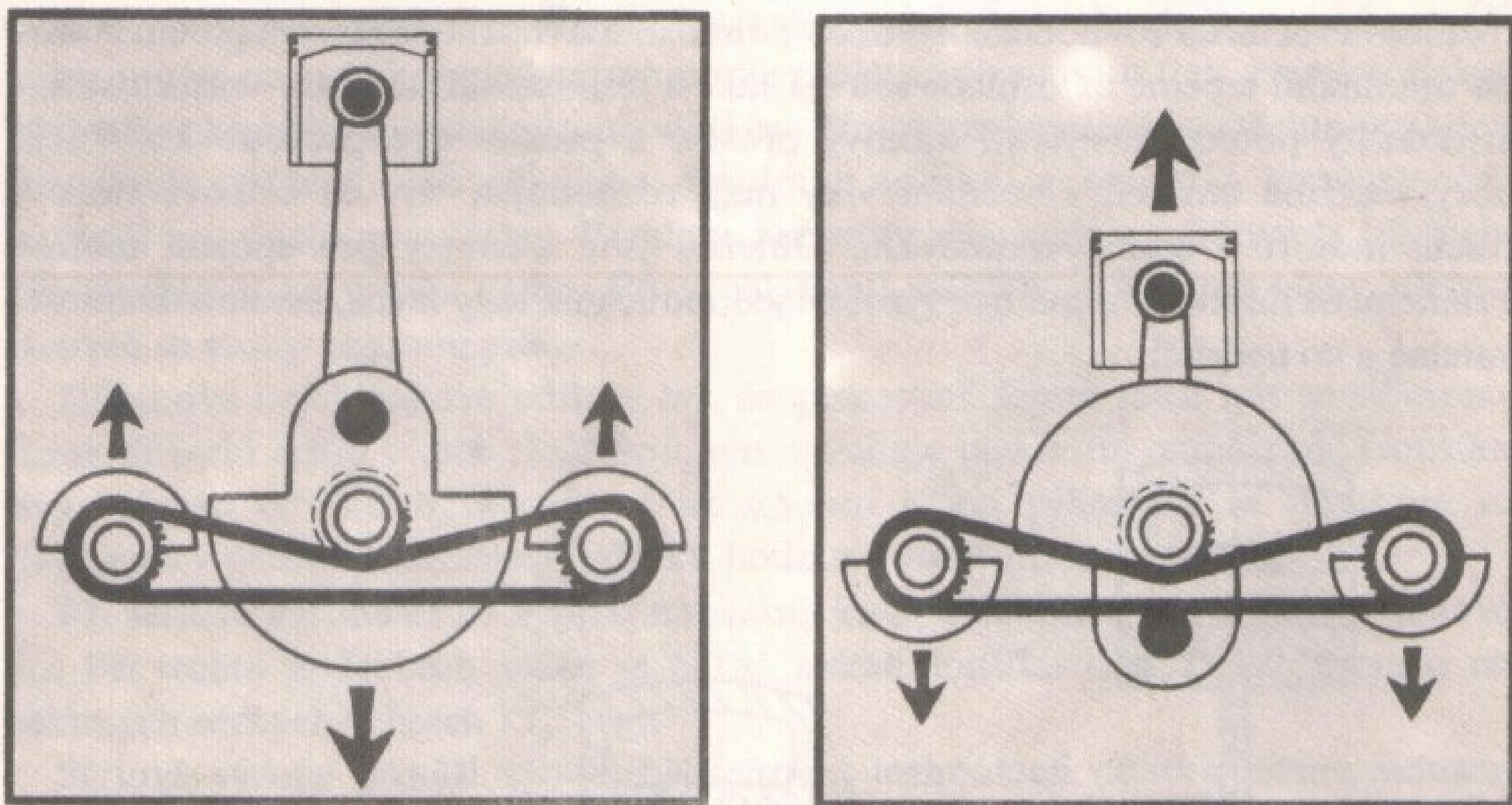


Systém vyvažovacích hřídelů u dvouválcové Yamahy TX 750

Při vhodném uspořádání víceválcových motorů se některé složky setrvačných sil vzájemně ruší. Již u nejběžnějšího typu řadového dvouválce s ojnicními čepy přesazenými o  $180^\circ$  se setrvačné síly prvního řádu obou pístů vyrovnávají! Avšak vzhledem k tomu, že působíště setrvačných sil posuvných hmot leží v osách válců



obou jednotek, vzniká moment, jehož hodnota je úměrná rozteči válců. Proto se při vyvažování víceválců osvědčila zásada co nejlepšího samostatného vyvážení každé jednotky. Vliv vzájemného vyrovnání setrvačných sil jednotlivých jednotek příznivě působí na snižování vibrací.



U Kawasaki jsou rovněž 2 vyvažovací hřídele poháněné řetězem

Pro vyvážení jednoválcových i dvouválcových motorů vznikají podstatně lepší podmínky při rozdělení protizávaží klikového hřídele do několika protizávaží na dvou nebo třech rovnoběžných hřídelích. Jde-li o vyvážení složek setrvačných sil prvního řádu, otáčí se pomocný vyvažovací hřídel stejnými otáčkami jako klikový hřídel, avšak v opačném smyslu. U dvou pomocných hřídelů je jejich smysl otáčení vzájemně opačný.

Různé konstrukční úpravy motorů s pomocnými vyvažovacími hřídeli vznikly v Japonsku a později i v jiných zemích; jejich koncepce je nejlépe patrná z obrázků.

Nevýhodou pomocných vyvažovacích hřídelů je výrobní složitost, větší hmotnost i cena motoru, avšak v poslední době jsou na klidný běh motoru stále přísnější požadavky, a proto se možná dokonalejší a dražší systém vyvážení rozšíří.

O problémech klikových hřídelů tříválcových a čtyřválcových motorů bude pojednáno v části „Víceválcové motory“.

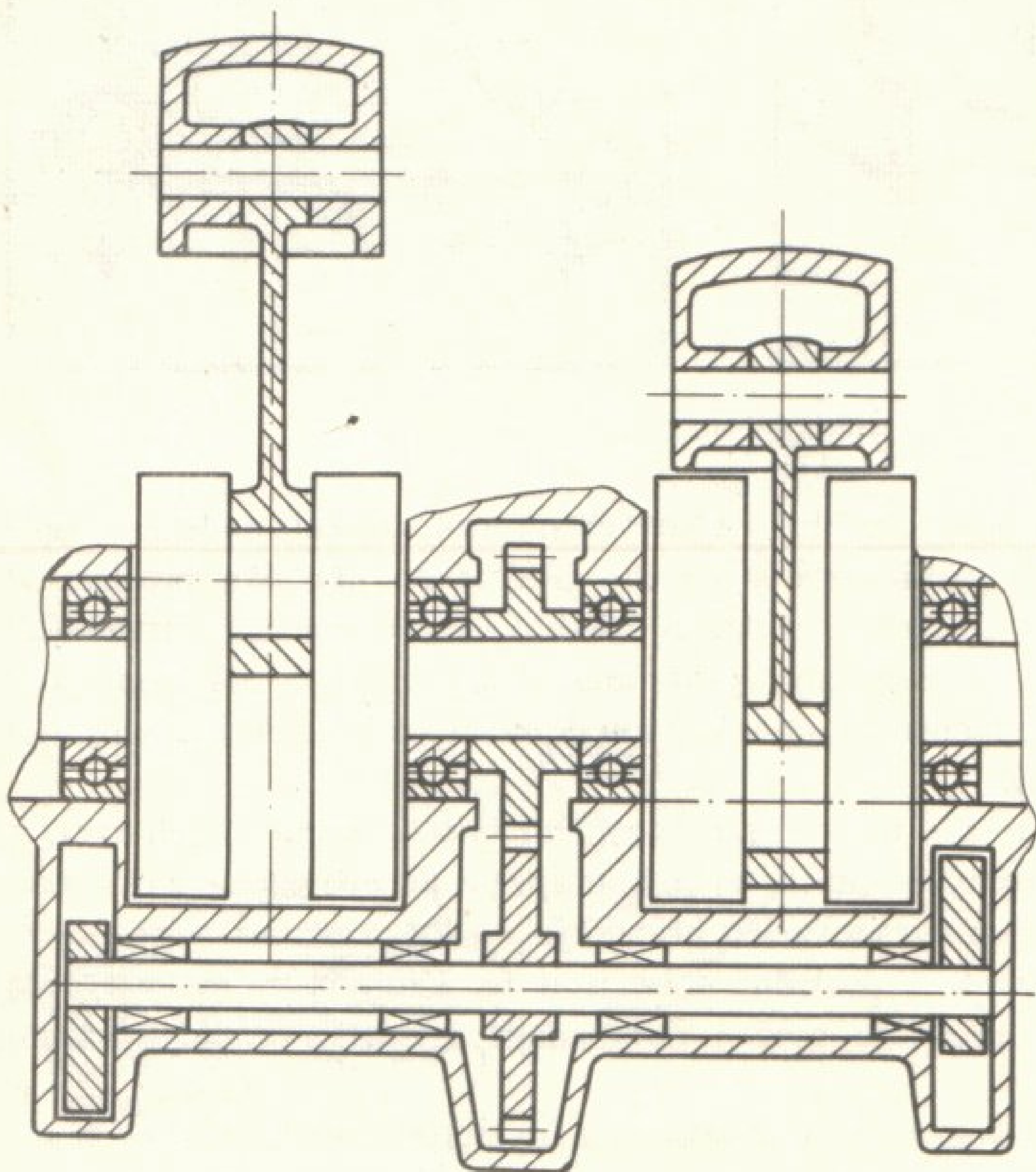
#### 4.3 SKŘÍŇ MOTORU

Skříň motoru je stavebním základem motoru a na hlavním dílu skříně je zpravidla vyraženo i jeho výrobní číslo. U motorů starší koncepce splýval pojem skříně motoru s klikovou skříní. U dnešních moderních motocyklů je vlastní



motor v monoblokovém uspořádání a to tedy znamená, že skříň motoru je zároveň klikovou i převodovou skříní.

Požadavky na skříň motoru jsou rozsáhlé. Především musí tvořit pevný a tuhý základ pro upevnění válce, zapalování a bočních vík i dobré uložení všech hřídelů i s klikovým. Skříň motoru musí splňovat všechny požadavky přesných tolerancí rozměrů i roztečí a rovnoběžnosti nebo kolmosti hlavních dosedacích ploch. Nárok na minimální tepelné deformace souvisí také s těsností skříně. Tvar vnitřku skříně je důležitý potud, že vytváří klikový prostor a prostor pro převodovku. Vnější obrysy skříně motoru s bočními víky mají rozhodující vliv na celkové tvarové řešení motoru i celého motocyklu. Důležité jsou i závěsy pro spojení motoru s rámem. Skříň motoru má být výrobně jednoduchá, a tedy levná, snadno demontovatelná a co nejlehčí.



Výhodný systém pomocného vyvažovacího hřídele s vyvažovacími hmotami vně ramen klikového hřídele

K splnění všech uvedených požadavků konstruktéři navrhují různé typy skříní vzájemně se od sebe lišících hlavně způsobem dělení a materiálem.

Materiálem skříně motoru byla na počátku vývoje motocyklů šedá litina. Litinové odlitky byly levné i tepelně velmi stálé, avšak velká hmotnost je zcela vyřadila z moderních motocyklových motorů. Odlitek je sice i dnes jediným



ekonomicky přijatelným řešením výroby polotovaru skříně motoru, ale základním materiálem jsou slitiny lehkých kovů.

Pro prototypy a menší počty kusů se odlitky, a to z hliníkových i hořčíkových slitin, odlévají do pískových forem zhotovených podle dřevěných modelů. S odléváním hořčíkových slitin jsou spojeny určité problémy, neboť modelové zařízení musí být vyrobeno přesně podle předpisu slévárenského technologa; model pro lití elektronu se na první pohled pozná podle mohutných nálitků (tak zvaných tlakových hlav), které jsou umístěny nad odlitkem. Hmotností materiálu v těchto nálitcích se udržuje zvýšený tlak při lití i chladnutí odlitku, a tím je i homogennější materiál ve vlastním odlitku. Všechny nečistoty zůstávají v tlakových hlavách, kde dochází i ke vzniku ředin. Po vychladnutí odlitku se tlakové hlavy uřežou zároveň se vtoky pásovou pilou.

Hliníkové i elektronové odlitky lité do pískových forem musí mít ze slévárenských důvodů stěny s větší tloušťkou, než vyžaduje pevnostní namáhání. Tloušťka stěn těchto odlitků bývá mezi 4 až 4,5 mm a jen výjimečně se dosahuje ve slévárensky příznivých místech odlitku hodnot kolem 3 mm.

Při sériové výrobě se již vyplatí nákladná kovová kokila nebo dokonce tlakové lití. Při těchto způsobech může se běžně získat tloušťka stěn 2,5 až 3 mm a na některých nízkých žebrech i 1,5 mm.

Sériová výroba přináší výhodnější výrobní technologii odlitků skříně motoru, a to z hlediska jeho hmotnosti i přesnosti a kvality povrchu, ale konstrukční vývojové změny se realizují velice obtížně.

V porovnání s velkým množstvím sléváren hliníkových slitin jsou slévárny elektronu velmi vzácné, neboť jde o vysoce náročný a specializovaný obor slévárenství. I při sériové výrobě se odlitky z hořčíkových slitin odlévají do pískových forem.

Hmotnostně nejvýhodnější elektron má pro použití na odlitky skříně motoru ještě několik dalších nevýhod. Vyšší součinitel tepelné roztažnosti může způsobit uvolnění zalisovaných ložisek nebo různých čepů. Nižší mechanická pevnost v porovnání s hliníkovými slitinami vyžaduje v namáhaných částech skříně volbu tlustších stěn nebo výztužných žebër. Nejvíce namáhaná ložiska se musí vkládat do vložených pouzder, aby nedošlo k otlačení otvoru odlitku.

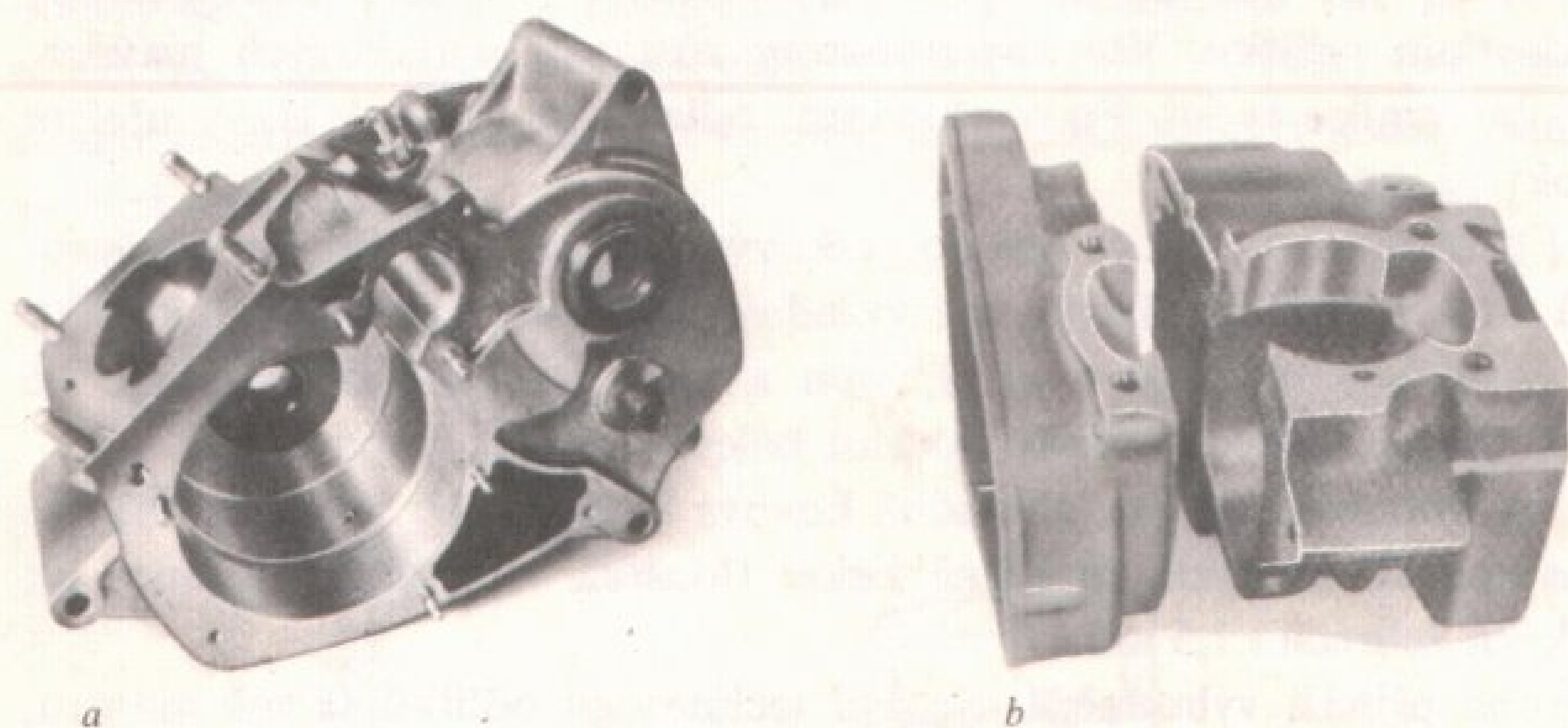
Povrch nechráněného elektronového odlitku ve styku se vzduchem podléhá oxidaci, a proto se již ve slévárně odlitky moří ve zvláštní lázni a vytváří se na nich ochranná vrstvička typické nažloutlé barvy. Je-li třeba v některém místě vnější povrch mechanicky obrobit, musíme se buď smířit s nesouvislou barvou a místní oxidací, anebo celý odlitek nastříkat hliníkovou nebo speciální černou barvou. Dodatečné moření je výrobně náročné a navíc by narušilo obrobení styčné plochy i otvory pro ložiska.

Umístění dělicí roviny je zásadní údaj pro charakteristické konstrukční řešení skříně motoru i návrh jejích jednotlivých částí.

U jednoválcových motorů je nejobvyklejší podélná svislá dělicí rovina procházející osou válce. Skříň motoru tvoří potom dva výrobně jednoduché odlitky,



pravá a levá polovina skříně, po jejichž rozpojení je přístupný klikový hřídel i převodovka. Všechny otvory pro uložení ložisek a pouzder jsou buď v jedné, nebo v druhé polovině skříně a jejich tuhost není narušena dělicí rovinou. Ani spojení obou obrobených odlitků nepůsobí zvláštní problémy, neboť namáhání spojů nedosahuje vyšších hodnot a je vcelku rovnoměrné. Při stejnoměrném rozložení spojovacích svorníků v celé styčné ploše odlitků je možno dosáhnout velmi dobrého utěsnění. Závěsy pro upevnění motoru v rámu jsou obvykle na obou polovinách skříně, a tak i namáhání vzniklé uložením motoru je rovnoměrné.



Skříň motoru soutěžního motocyklu Jawa 250 (a) a Jawa 175 (b)

Nevýhodou podélné svislé dělicí roviny je někdy méně tuhé uspořádání přední části skříně. K odstranění této nevýhody bylo použito velmi zajímavého řešení skříně motoru terénních a soutěžních motocyklů Jawa. Skříň motoru zde tvoří jeden základní odlitek s bočními víky; obvyklá hlavní dělicí rovina odpadá. Celý klikový prostor je v základním odlitku a z levé strany je uzavřen lehkým víkem. Klikový hřídel se montuje z levé strany společně s tímto víkem, přičemž ojnice prochází zvláštním vybráním v odlitku skříně. Vybrání se nakonec uzavře výplní.

Obdobně je řešeno i vyjímání a montáž převodovky, která se i s úplným řadicím ústrojem smontuje na víku převodovky a tento celek se pak vkládá z pravé strany do skříně.

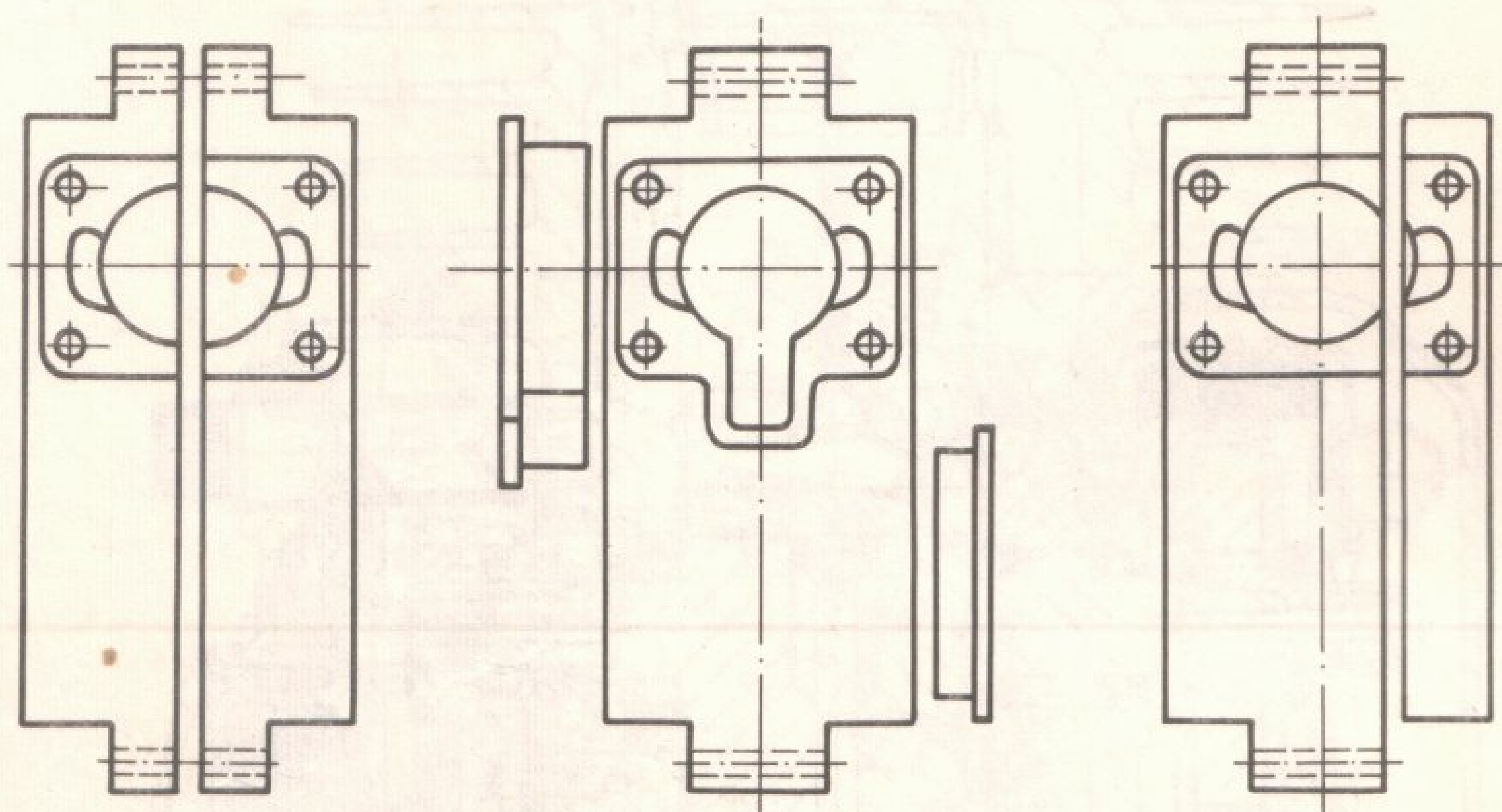
Výhodou této koncepce je nejen vyšší tuhost skříně, ale také možnost vyjmutí klikového hřídele i převodovky bez demontáže motoru z šasi. Nevýhodou je naproti tomu poněkud složitější výroba.

Další nekonvenční koncepce dělení skříně motoru vznikla opět v n. p. Jawa. Skříň je rozdělena svislou dělicí rovinou, která však neprochází osou válce, ale je posunuta na stranu. Závěsy motoru jsou pouze na jednom dílu skříně, a také zde tedy je možnost vyjmutí klikového hřídele i převodovky bez demontáže motoru z rámu.

Vodorovná dělicí rovina procházející osou klikového hřídele může být i u jedno-  
válce, avšak výhody přináší teprve u dvouválcového a víceválcového řadového



motoru. Základní předností je zde rozdělení konstrukčně složité skříně motoru víceválců pouze na dva základní, technologicky poměrně jednoduché díly. Vcelku snadno se zde dosáhne souososti všech otvorů ložisek klikového hřídele. Dosedací plocha pro válce řadového motoru je nepřerušovaná, neboť je celá na vršku skříně. Vodorovná dělicí rovina však přináší také řadu záporů. Otvory pro všechna hlavní ložiska jsou přerušeny dělicí rovinou a dodržení přesné válcové plochy při smontování, ohřevu a zatížení skříně motoru je zde problematické. Poměry pro ložisko se však podstatně zlepší vložením pouzder. U vodorovně dělené skříně je třeba, aby osy obou hřídelů převodovky ležely v rovině procházející osou klikového hřídele, ale i tak vznikají někdy obtíže s montáží řadicího a spouštěcího ústrojí.



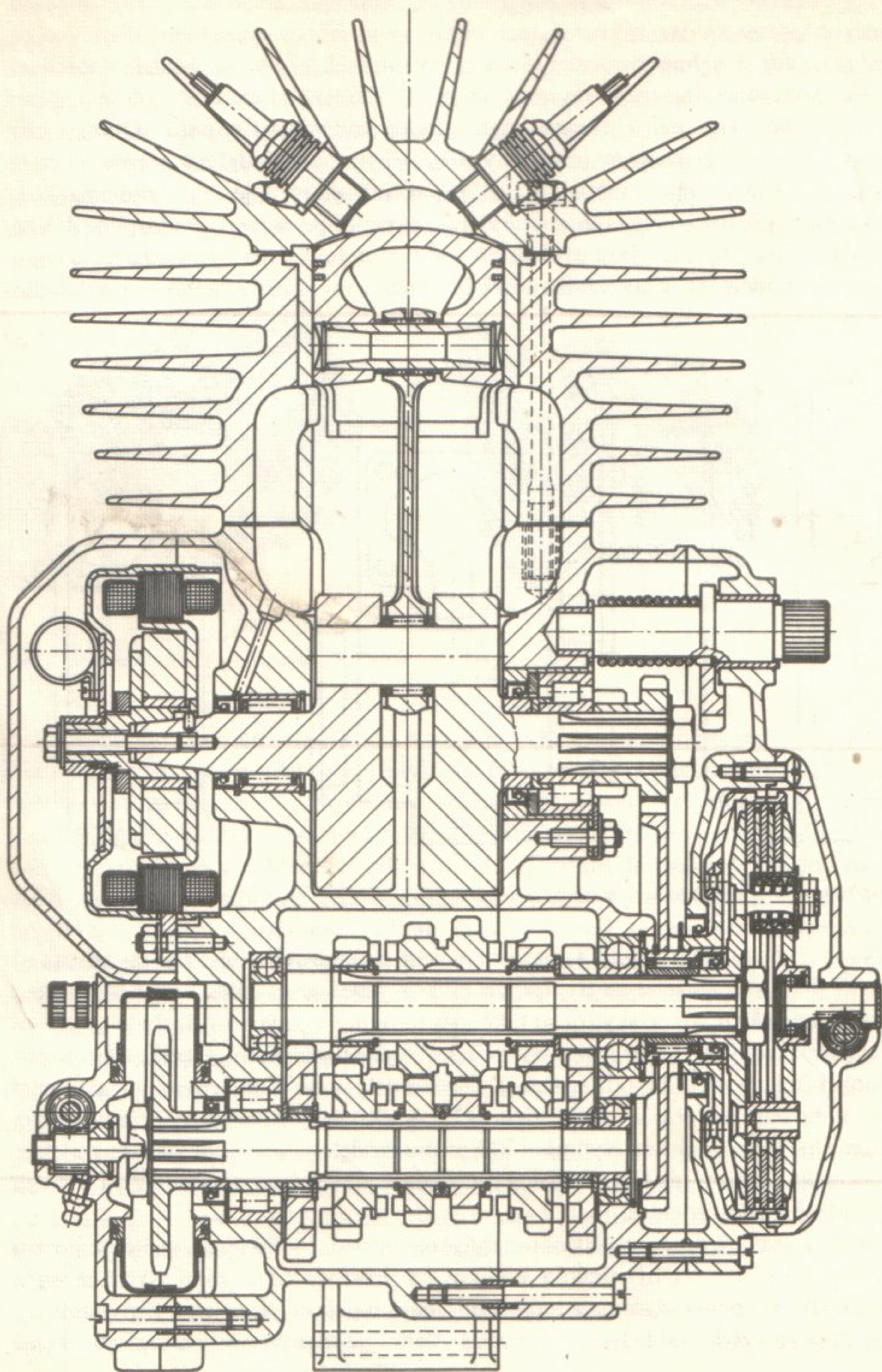
Tři způsoby dělení skříně motoru svislou rovinou

Řadové dvouválce mívají i klasické dělení dvěma svislými dělicími rovinami a skříň je potom složena ze tří úzkých dílů. V praxi se osvědčilo zejména vedení rovin osami válců, ale vyskytují se také svislé roviny v jiných místech.

U víceválcových motorů vznikly i různé kombinace dělení a celkového uspořádání skříně motoru. Jednou z nich je příčná svislá nebo šikmá rovina procházející osou klikového hřídele a druhá dělí skříň podélně v zadní části. Přední dělicí rovina umožňuje obdobné vyjímání klikového hřídele jako vodorovná rovina, ale převodovka zůstává při této demontáži nedotčena, neboť má vlastní dělení v zadní části skříně svislou rovinou.

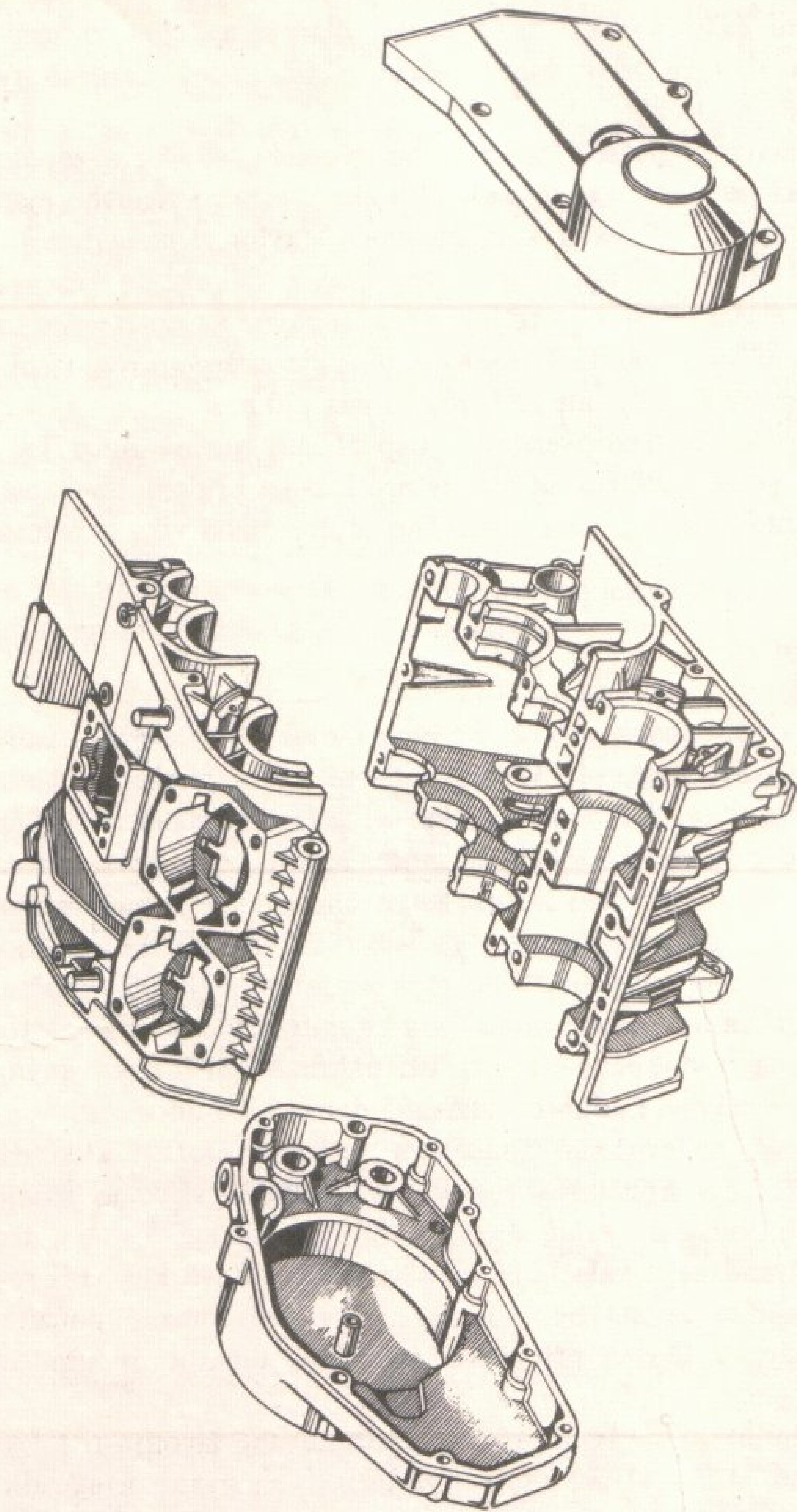
Chlazení skříně motoru většinou nepůsobí starosti, i když pro vyšší objemovou účinnost sání by měla být teplota v klikovém prostoru co nejnižší. Skříň motoru se však ohřívá pouze stykem s teplou dosedací plochou válce a teplem vzniklým mechanickými ztrátami ložisek a převodů. Velmi nepříznivý vliv na teplotu přední





Řez soutěžním motorem Jawa 175





Vodorovná dělicí rovina u dvouválce Guzzi 250 TS



části skříně může však mít nevhodně vedené výfukové potrubí — zejména příliš blízko pod motorem. Vnější stěny skříně se někdy chladí nízkými žebry; nejčastěji u sportovních a silničních závodních motocyklů. U strojů pro jízdu v terénu se žebrování spodní části motoru brzo zaplní blátem a žebra ztrácejí svůj účel. Někteří výrobci motorů však často žebroují skříně strojů různých typů hlavně z hlediska vzhledu a prodeje.

Boční víka uzavírají prostor primárního převodu, spojky a zapalování. Jsou součástí úplné skříně motoru a obvykle jsou zhotovena ze stejného materiálu jako základní odlitky skříně. Požadavkem na jejich stavbu je malá hmotnost, dostatečná pevnost a tuhost, vnější tvary odpovídající celkovému tvarovému řešení motoru a dobré těsnění s odlitky skříně. Těsnost závisí na dostatečné tuhosti víka, přesnosti obrobení jeho dosedací plochy a na stejnoměrném rozložení upevňovacích šroubů, které by neměly mít větší rozteč než 120 mm.

Víko převodovky u nekonvenčního uspořádání skříně musí být vyrobeno s vysokou přesností se zřetelem na otvory pro ložiska hřídelů. Souosost funkčních průměrů je důležitá zvláště u víka klikového hřídele nebo víka zapalování.

### *Ložiska motoru*

U moderních dvoudobých motocyklových motorů jsou vesměs valivá ložiska. Kluzná ložiska vyhoví dobře pro vysoké zatížení pouze za předpokladu vytvoření nosné olejové vrstvičky. Její vznik ovšem vyžaduje dostatečné, nejlépe tlakové mazání, které u dvoudobého motoru se může jen obtížně a nákladně zajistit.

Výpočet pevnosti i životnosti ložisek klikového hřídele je možné sestavit podle rozboru tlakových i setrvačných sil v závislosti na dynamické únosnosti ložiska udávané jeho výrobcem. Výsledky jsou však podobně jako při výpočtu ojničního ložiska velmi nejisté a mnohem cennější jsou v tomto případě zkušenosti a výsledky zkoušek ložisek na podobném motoru. Při nahrazování ložiska jiným typem je směrodatnou porovnávací hodnotou udávaná dynamická únosnost.

Nejstarším a též nejlevnějším způsobem valivého uložení klikového hřídele byla dvě jednořadová kuličková ložiska. Výhodnější však je axiální uložení klikového hřídele pouze na jedné straně v kuličkovém ložisku. Na druhé straně potom může být únosnější válečkové ložisko nebo jehlová klec. Při průměrovém omezení vyplývajícím ze stavby motoru někdy není možné použít kuličkové ložisko těžší řady; v těchto případech se dobře uplatní dvouřadová ložiska s kosoúhlým stykem.

Důležitou podmínkou správné funkce a požadované životnosti ložiska je jeho dostatečné mazání. U moderních motorů se ložisko na straně primárního převodu často maže olejovou mlhou z tohoto převodu a těsnění potom bývá vloženo mezi ložiskem a ramenem klikového hřídele.

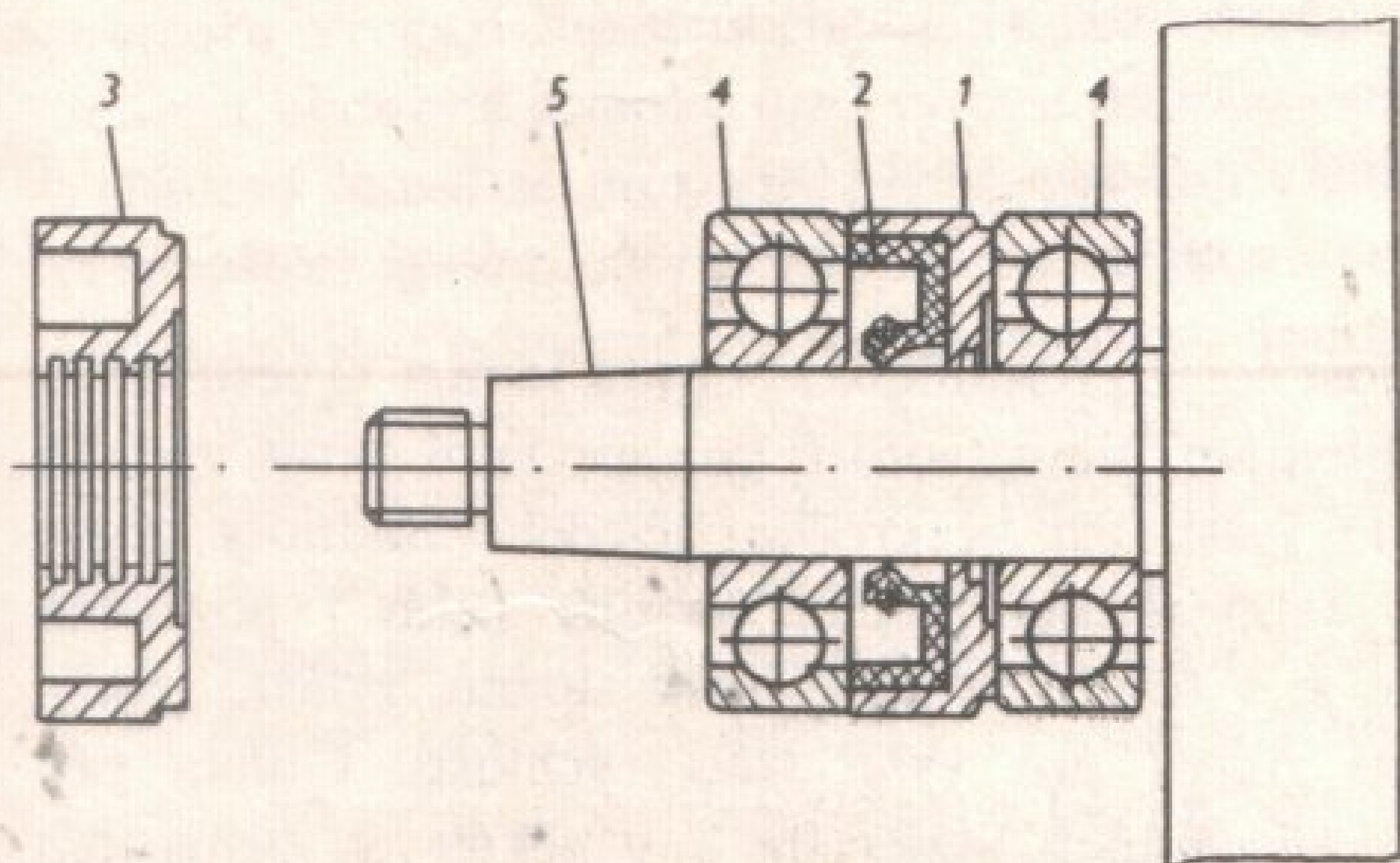
Ložisko na straně zapalování je pochopitelně mazáno z klikového prostoru a předností bývá přívod oleje kanálkem v přerušené stěně klikového prostoru



do zvláštní jímky nad ložiskem. Nejideálnějším případem mazání tohoto ložiska je dosažení průtoku oleje ložiskem – tento průtok může být velmi malý.

U víceválcových dvoudobých motorů je samozřejmostí uložení klikového hřídele za každým zalomením. Střední ložiska klikového hřídele bývají nejčastěji válečková nebo jehlová, která umožňují volný axiální posuv při tepelných dilatacích. Problémem těchto ložisek však bývá někdy zajištění jejich dostatečného mazání, zvláště u mazání směsí.

Správný přesah ložisek pro jejich montáž do skříně motoru je další podmínkou pro jejich spolehlivost. Otvary pro ložiska musí mít válcový otvor bez větších úchylek v kuželovitosti a ovalitě. Přesah je dán předpisem výrobce a bývá podle materiálu a tuhosti skříně a podle vnějšího průměru ložiska mezi hodnotami 0,03 až 0,06 mm. Prostá kontrola je možná i bez měření při montáži. Skříň motoru ohřejeme nejlépe v peci, ale stačí i v kuchyňské troubě na teplotu asi 80 °C a všechna ložiska musí do otvorů snadno zapadnout. Po vychladnutí musí ložisko běžet zcela lehce a nesmí se dát snadno vytlačit. Příliš velký přesah můžeme zmenšit přelapováním otvoru. Odstranění malého přesahu je již pracnější. Nej-solidnějším řešením je výměna skříně motoru nebo její vyvločkování, v nouzi však postačí tvrdé chromování vnějšího povrchu ložiska.



Labyrintové těsnění není vždy dost účinné. Na obr. svépomocná možnost přestavby původního labyrintového těsnění na gufero:

1 – kroužek gufera, 2 – gufero, 3 – původní labyrint, 4 – ložisko, 5 – klikový hřídel

### *Utěsnění klikového prostoru*

S rostoucími otáčkami dvoudobých motorů rostou i potíže s utěsněním klikového prostoru. K těsnění se dříve používaly výhradně speciální pryžové těsnicí kroužky se stíracím břitem s ocelovou pružinkou, tzv. gufera, která jsou běžně dostupná ve všech základních rozměrech. Jen v některých případech bylo těsnění na straně primárního převodu zajištěno labyrintem, jehož princip záleží v několikanásobné redukci tlaku a rychlosti unikajících plynů. Labyrint však nesplňuje podmínku



úplného utěsnění a nemůže být proto na straně zapalování. Nevyhovuje ani u motorů s menším objemem klikového prostoru, kde jsou výraznější rozdíly tlaků.

K zajištění správné činnosti gufera je třeba splnit několik podmínek. Především musí být gufero nasazeno s přesahem asi 0,1 mm do přesně obrobeného otvoru, aby nemohlo dojít k profukování kolem jeho vnějšího průměru. Průměr hřídele nebo kroužku, který běží ve vnitřním funkčním průměru gufera, musí mít rozměr předepsané hodnoty s tolerancí asi 0,05 mm. Důležité však jsou i materiál a jakost obrobení hřídele nebo kroužku. Nejlépe se osvědčuje kalená ocel s jemně broušeným povrchem. Dalším požadavkem je správná montáž, při které se nesmí poškodit břit ani u špatně přístupného gufera.

Všechny tyto požadavky však lze splnit snadněji než podmínku dodržení předepsané obvodové rychlosti u motorů s vysokými otáčkami.

Skutečná obvodová třecí rychlost při maximálních otáčkách motoru je dána vztahem

$$v_{\max} = r\omega_{\max} = \frac{\pi d n_{\max}}{60} \quad (\text{m/s}),$$

kde  $v_{\max}$  je třecí rychlost při nejvyšších otáčkách (m/s),

$r$  – poloměr těsněného průměru (m),

$\omega_{\max}$  – nejvyšší úhlová rychlost (rad/s),

$d$  – těsněný průměr = vnitřní průměr gufera (m),

$n_{\max}$  – nejvyšší otáčky motoru (1/min).

Doporučená předepsaná rychlost nemá přesáhnout hodnotu 15 m/s. U cestovních motocyklů zde nedochází k problémům, ale u motorů pro speciální stroje vychází obvodová třecí rychlost obvykle vyšší. Při překročení uvedené hodnoty dojde velmi brzy k porušení gufera. Jeho těsnicí plocha ztverdne nebo i popraská a gufero přestane těsnit. Pomoc je v tomto případě dosti složitá, zvláště tehdy, nepomůže-li ani montáž jiného gufera pro vyšší třecí rychlosti. Gufera pro nejvyšší rychlosti se vyrábějí ze speciálních materiálů a v některých případech je uváděna maximální přípustná třecí rychlost až 35 m/s. Tato gufera jsou drahá a někdy i obtížně dostupná a často nesplňují uváděné hodnoty. Přesto však je zkouška těchto gufer – nejčastěji u silničních závodních motocyklů – jednodušší, levnější i rychlejší než obtížná rekonstrukce utěsnění.

Snížení třecí obvodové rychlosti při daných otáčkách by bylo podle dříve uvedeného vzorce možné pouze zmenšením funkčního průměru, a to bývá z konstrukčních důvodů obtížné nebo i neřešitelné.

Pro nejvyšší otáčky se proto volí ocelové těsnicí kroužky podobné pístním kroužkům. Jsou uloženy v pevném vnějším pouzdru s možností malého axiálního posuvu. Těsní velmi dobře při nejvyšších otáčkách při rychlém střídání přetlaku a podtlaku. Další výhodou jsou malé třecí ztráty a vysoká spolehlivost. Možnost poruchy je zde takřka vyloučena, nedojde-li k poškození při montáži. Nevýhodou je podobně jako u labyrintového těsnění horší funkce při nižších otáčkách.



#### 4.4 ROZVOD

Rozvod je ústrojí motoru, které řídí plnění válce zápalnou směsí a jeho vyprazdňování. U dvoudobého motoru je to systém kanálů ve válci a skříní motoru, otevíraných pístem nebo jen výjimečně jiným způsobem. Tvar a průřezy kanálů a zejména pak okamžiky jejich otevírání a zavírání mají podstatný vliv na výkonovou charakteristiku i hospodárnost motoru.

Časování rozvodu můžeme vyjádřit kruhovým rozvodovým diagramem, kde jsou začátky i konce otevření kanálu uvedeny v závislosti na úhlovém pootočení klikového hřídele. Celá doba otevření kanálu je vyznačena kruhovým obloukem odpovídající úhlové hodnoty.

Pro konstrukci jsou však důležité přímo konkrétní výškové rozměry funkčních hran okének kanálů v plášti válce. Tyto rozměry můžeme získat s určitou přibližností z úhlových hodnot oblouků přesným narýsováním nejlépe ve zvětšení a odměřením výšek kanálů z nákresu. Druhou možností je určení výškových rozměrů výpočtem na základě závislosti pootočení klikového hřídele na dráze pístu uvedeného v části „Základní kinematika“.

Při klasickém rozvodu pístem dostáváme u všech dvoudobých motorů s osovým klikovým mechanismem symetrický rozvodový diagram. Úhel plnění klikového prostoru vychází konstrukčně podstatně menší, než jaký by odpovídal průběhu tlaků, a obdobně celkový úhel výfuku musí být vždy větší, než je úhel přepouštění. Výfukový kanál se musí při pohybu pístu dolů bezpodmínečně dříve otevřít než přepouštěcí systém, aby před plněním pracovního prostoru došlo nejprve k prudkému poklesu poměrně vysoké momentální hodnoty tlaku spálených a dohořívajících plynů ve válci. Při kompresním zdvihu pístu je ovšem pozdější uzavření výfukového kanálu než přepouštěcího nevýhodou, neboť část čerstvé zápalné směsi může unikat přímo do výfuku.

Uvedené nevýhody symetrického rozvodu odstraňují zvláštní konstrukce motorů, které dávají rozvod nesymetrický. Prvním způsobem byla volba vyosení klikového hřídele, kterému odpovídá nesymetrický rozvod. V tomto případě je výsledkem pouze úhlové posunutí otevření a uzavření výfuku i přepouštění, ale nemění se jejich vzájemný časový vztah, a proto vzniká také jen nepodstatné funkční zlepšení.

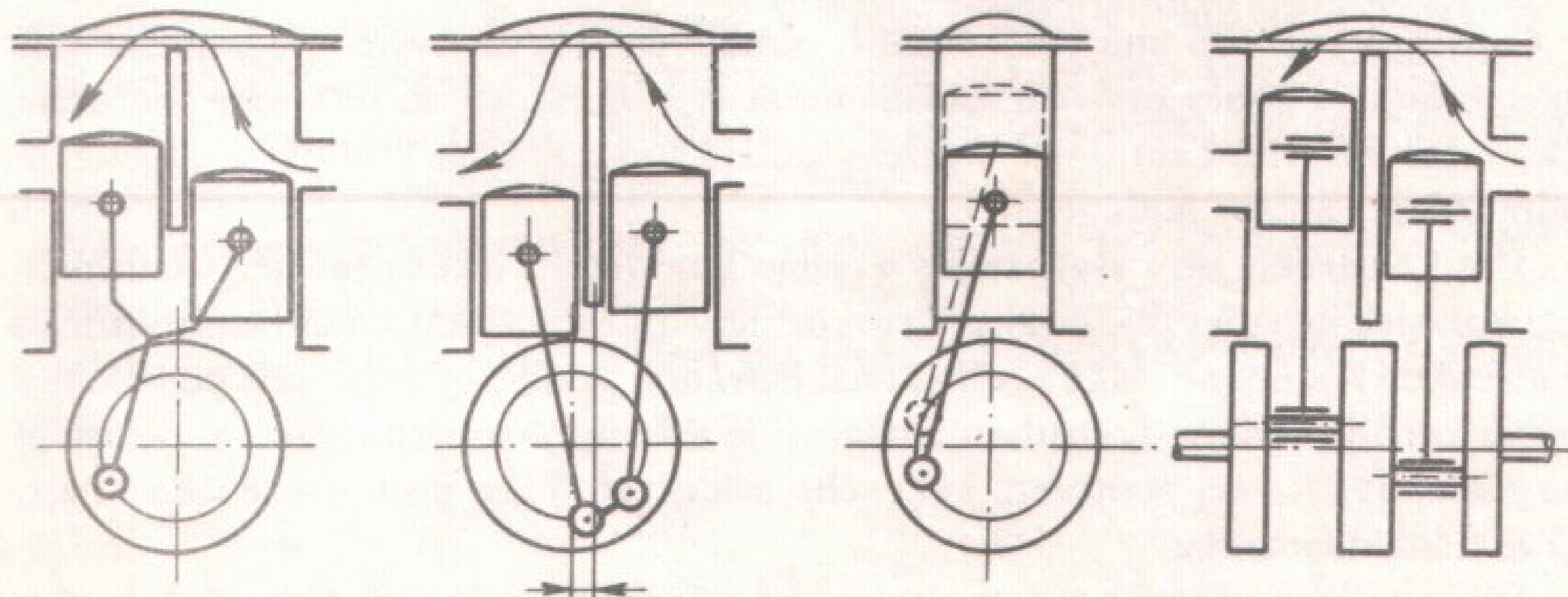
Zajímavějším řešením byla konstrukce dvoupístového jednoválcového motoru. Dva písty pracují ve dvou rovnoběžných zpravidla těsně za sebou nebo vedle sebe umístěných válcích, jejichž spalovací prostor je společný. Přední píst ovládá pouze výfukový a zadní pouze přepouštěcí kanál. Směs proudí od přepouštěcího kanálu celým průřezem zadního válce do spalovacího prostoru a dále předním válcem do výfukového systému a dochází tak k výhodnému, tzv. souprouděmu systému vyplachování.

Podstatným znakem dvoupístového motoru je nesouměrnost běhu pístu, která vznikne buď rozvidlením ojnice do tvaru písmene Y (Puch), nebo uložením ojnice jednoho pístu k ojnici druhého pístu (Manet). Správnou volbou geometrických poměrů dojde sice k dřívějšímu uzavření výfuku než přepouštění při pohybu pístu



nahoru, ale složitost a vysoká celková hodnota posuvných hmot je rozhodující nevýhodou, a proto byla stavba dvoupístových motorů opuštěna.

Nesymetrický rozvod, který přináší podstatné zlepšení činnosti motoru, se dosáhne nuceným ovládním sání šoupátkem. U šoupátkových motorů můžeme úhel otevření i uzavření sání libovolně volit podle tlakových poměrů v klikovém prostoru – o problematice šoupátkových motorů bude dále samostatně pojednáno.



Tři nejběžnější uspořádání dvoupístového motoru; vlevo rozvidlená ojnice, uprostřed ojnice hlavní a pomocná, vpravo dva ojniční čepy

### *Rozvod pístem*

Sací kanál je u moderních dvoudobých motorů s rozvodem pístem umístěn nízko v zadní stěně válce. Nízké uložení karburátoru prozrazuje již na první pohled dvoudobý motor. Sání je na zadní stěně válce z několika důvodů. Především je to v důsledku snahy o vyrovnání nestejných teplot ve válci intenzivním přímým nápořem chladicího vzduchu na nejteplejší výfukovou oblast vpředu motoru. Důležité je i konstrukčně výhodné uložení karburátoru a tlumiče sání do volného prostoru za válcem a posledním důvodem je i potřebná délka výfukového potrubí. Názory některých jezdců, že umístěním karburátoru před válec by za rychlé jízdy bylo možné dosáhnout nápořem vzduchu podobného účinku jako přeplňováním motoru, jsou po teoretické stránce i podle praktických zkoušek nesprávné. Malý výsledný vzrůst tlaku v difuzoru karburátoru neovlivní podstatnou měrou plnění, ale na druhé straně již velmi malý tlakový rozdíl má důležitý význam v činnosti karburátoru a ve výsledném složení zápalné směsi. Pro informaci je možno uvést, že při rychlosti jízdy 50 km/h je nárůst tlaku pouze o 0,12 kPa a i při rychlosti 150 km/h jenom 1,06 kPa.

U sacího systému je důležitý celkový úhel otevření sání, délka, průřez a tvar sacího kanálu a dále karburátor a tlumič sání.

Úhel sání určuje výška horní hrany sacího kanálu a spodní hrana pístu; tyto dvě hrany je možno ve snaze po prodlouženém sání ke zvýšení výkonu motoru upilovávat. Výsledky této úpravy nejsou však vždy jednoznačně příznivé, neboť



při příliš dlouho otevřeném sání může dojít k zpětnému proudění směsi do karburátoru.

Délku sacího kanálu je nutno uvažovat v celé jeho funkční části, což znamená od šoupátka karburátoru až ke vstupu do klikové skříně. Hodnota délky sání je stanovena vzhledem k setrvačnosti proudících plynů. V co nejširším pracovním režimu motoru a zejména pak v oblasti otáček nejvyššího výkonu by mělo dojít ke zvýšení účinnosti plnění vlivem setrvačnosti proudící směsi a její pulsace. Změnou délky sání je možno v určitých mezích měnit „ladění“ motoru. Všeobecně platí zásada, že zkracováním sacího potrubí se zvyšuje výkon při nejvyšších otáčkách na úkor pružnosti motoru.

Průřez sacího kanálu má přecházet plynule z kruhového průřezu difuzoru do tvaru okénka ve stěně válce, aby ztráty vzniklé prouděním byly minimální. Důležité je slícování průřezů v místě upevnění sacího hrdla. Na plnění klikového prostoru má vliv průřez sacího kanálu z hlediska jeho celkového objemu, ale především určuje rychlost proudící směsi. Mladí jezdci i amatérští stavitelé výkonných motorů znají pravidlo, že se zvětšováním průřezu sacího potrubí a difuzoru karburátoru vzrůstá výkon motoru. Tato skutečnost ovšem platí jen do určitých hodnot průřezů a ne bez výjimek. Podstatnou nevýhodou velkých karburátorů a odpovídajících větších průřezů sacích kanálů je totiž necitlivá regulace motoru, která se projeví navenek i špatnou ovladatelností motocyklu při nižších otáčkách, nespolehlivými přechody při přidání plynu a často i vyšší spotřebou paliva.

Hrubost stěn sacího kanálu daná jeho odlitím nebo obrobením snižuje skutečný účinný sací průřez. Hrubé nerovnosti brání proudění směsi u stěn a způsobují místní víření, které zužuje skutečný průtok plynů. U moderních motorů má však drsnost sacího otvoru podstatně menší význam, než se dříve udávalo. Zčištěním všech nerovností ručním obrobením nemůže však pečlivý mechanik nic pokazit. Účinnější způsob leštění kanálů záleží v nasazení fréziček, leštících kotoučků a nástavce se smirkovým plátnem na elektrickou vrtačku nebo ruční vzduchovou brusku.

Přepouštěcími kanály přichází směs z klikového prostoru do pracovního prostoru ve válci. Počet a tvar přepouštěcích kanálů závisí na použitém systému vyplachování. Nejideálnější by mělo být souproude vyplachování, kde dochází k nejmenšímu smíchání čerstvé směsi se spálenými plyny, ale toto vyplachování vyžaduje složitou stavbu dvoupístových motorů. Příčné vyplachování pomocí tvarovaného dna pístu s deflektorem bylo v předválečné době nejrozšířenějším způsobem vyplachování dvoudobých motocyklových motorů.

Vstupní a výstupní otvory byly umístěny ve stěně válce proti sobě. Směs postupující do válce přepouštěcími kanály byla tvarem deflektoru směřována tak, aby proudila podle přilehlé stěny válce a dále postupovala spalovacím prostorem na protilehlou stranu válce k výfukovému kanálu, přičemž před sebou vytlačovala zbytky spálených plynů.

Píst s deflektorem měl však velkou hmotnost a navíc velmi nepříznivě ovlivňoval tvar spalovacího prostoru z hlediska vzniku detonací.



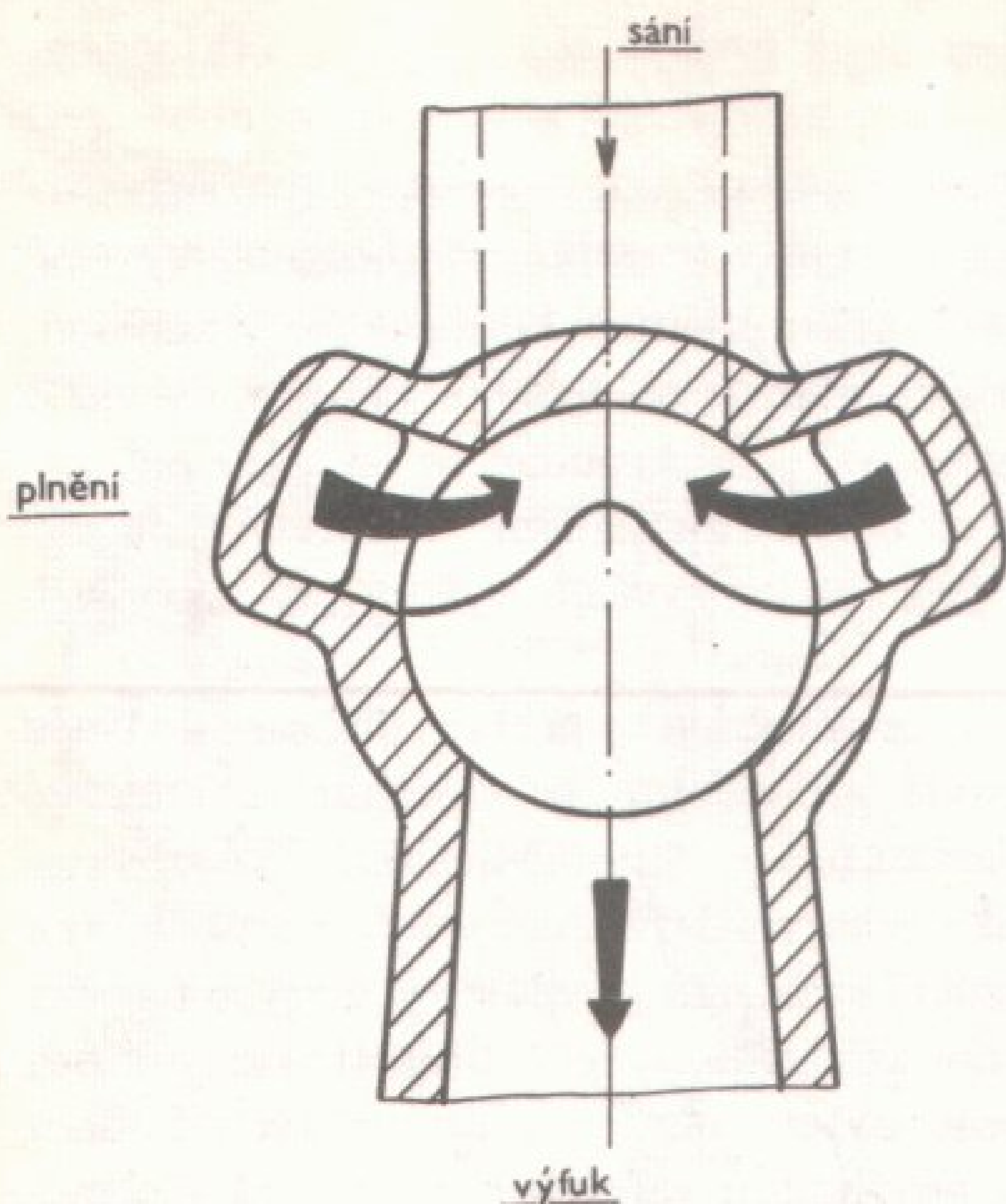


Schéma vyplachování u motoru  
s deflektorem

Pokrokovým způsobem vyplachování v současné době je vratný systém s plochým nebo mírně vypouklým pístem. Přepouštěná směs se usměrňuje horním vyústěním kanálů podle dna pístu na zadní protilehlou stěnu válce; tam se proudy z obou kanálů setkávají a společně se zvedají podle stěny válce vzhůru do spalovacího prostoru hlavy. Tvar spalovacího prostoru v hlavě válce obrací směs proudících plynů dolů k okénku výfukového kanálu.

Okamžik otevření okének přepouštěcích kanálů závisí na výšce jejich horních hran a na horní hraně pístu. Veškeré úpravy směřující k prodloužení doby přepouštění se tedy řeší rozšiřováním přepouštěcích kanálů směrem nahoru. Podstatně důležitější než celkový úhel přepouštění v rozvodovém diagramu motoru je tvar vyústění těchto kanálů do válce. K zamezení úniku čerstvé směsi do výfukového kanálu je třeba sledovat polohu svislých předních stěn přepouštěcího kanálu. Tyto stěny by měly být pokud možno ostré k vyústění výfukového kanálu, neboť za ostrou hranou vznikne určitý oblý prostor, který svou zaoblenou stěnou usměrňuje proud přepouštěné směsi na zadní stěnu válce.

Důležitá je i přesná symetrie obou přepouštěcích kanálů, a to ve svislých i vodorovných řezech. Geometrickou souměrnost je vcelku jednoduché předepsat na výkres, obtížnější je však již její dodržení při výrobě i přesné kontrolní měření ve špatně přístupném prostoru. Nejideálnějším prověřením symetrie přepouštění je praktická zkouška při krátkodobém běhu motoru. Není-li motor nový, musíme před zkouškou odkarbonovat a vyleštit dno pístu.

Po několikaminutovém běhu v oblasti nejžádanějšího pracovního režimu na motorové brzdě nebo po krátkém projetí motocyklu při svépomocných úpravách sejmem hlavu válce a sledujeme tvary stop oleje a začátku karbonování. Podle



průběhu vzniklých jazýčků na dně pístu můžeme odhadnout skutečné směry proudění. Zásadně špatná činnost vratného vyplachování je u motoru, kde jazýčky míří přímo k výfukovému kanálu. Naproti tomu potvrzením správné symetrie přepouštěcích kanálů je jazýček směřující přímo dopředu; v tomto případě by měl být minimální únik čerstvé směsi přímo do výfuku. U vyplachování se symetrickým tvarem spalovacího prostoru můžeme ještě sledovat souměrnost proudění podle olejových a karbonových stop v hlavě válce – toto posouzení je však méně spolehlivé než sledování dna pístu.

Na účinnost přepouštění i vyplachování má vliv také průřez přepouštěcích kanálů. Zde neplatí ani orientačně pravidlo, že se zvětšováním průřezů by se měl zvyšovat výkon motoru. Zvětšováním průřezu přepouštěcích kanálů vzrůstá jejich objem, a tím i celkový objem prostoru klikové skříně. Při rozšíření kanálů klesne sice odpor proudění přepouštěné směsi, ale sníží se také její rychlost, která je potřebná pro uskutečnění vratného vyplachování v pracovním prostoru. Konstrukteři a výzkumníci při vývoji moderních motorů navrhuji tvary přepouštěcích kanálů s malým aerodynamickým odporem v dolní části a s plynulým zvětšováním rychlosti směsi až k vyústění kanálů do válce.

Určitou pomoc při tomto pracovně a časově rozsáhlém výzkumu může poskytnout sledování proudění na modelu kanálů a pomocném zařízení. Závěry schopné k přenesení na motor se získávají velice obtížně vzhledem k nestacionárnímu proudění u skutečného motoru. I zde zatím přináší nejspolehlivější výsledky zkušenost tvůrčích pracovníků a hlavně systematická, zpravidla mnohokrát opakovaná mravenčí práce ve vývojové zkušebně motorů.

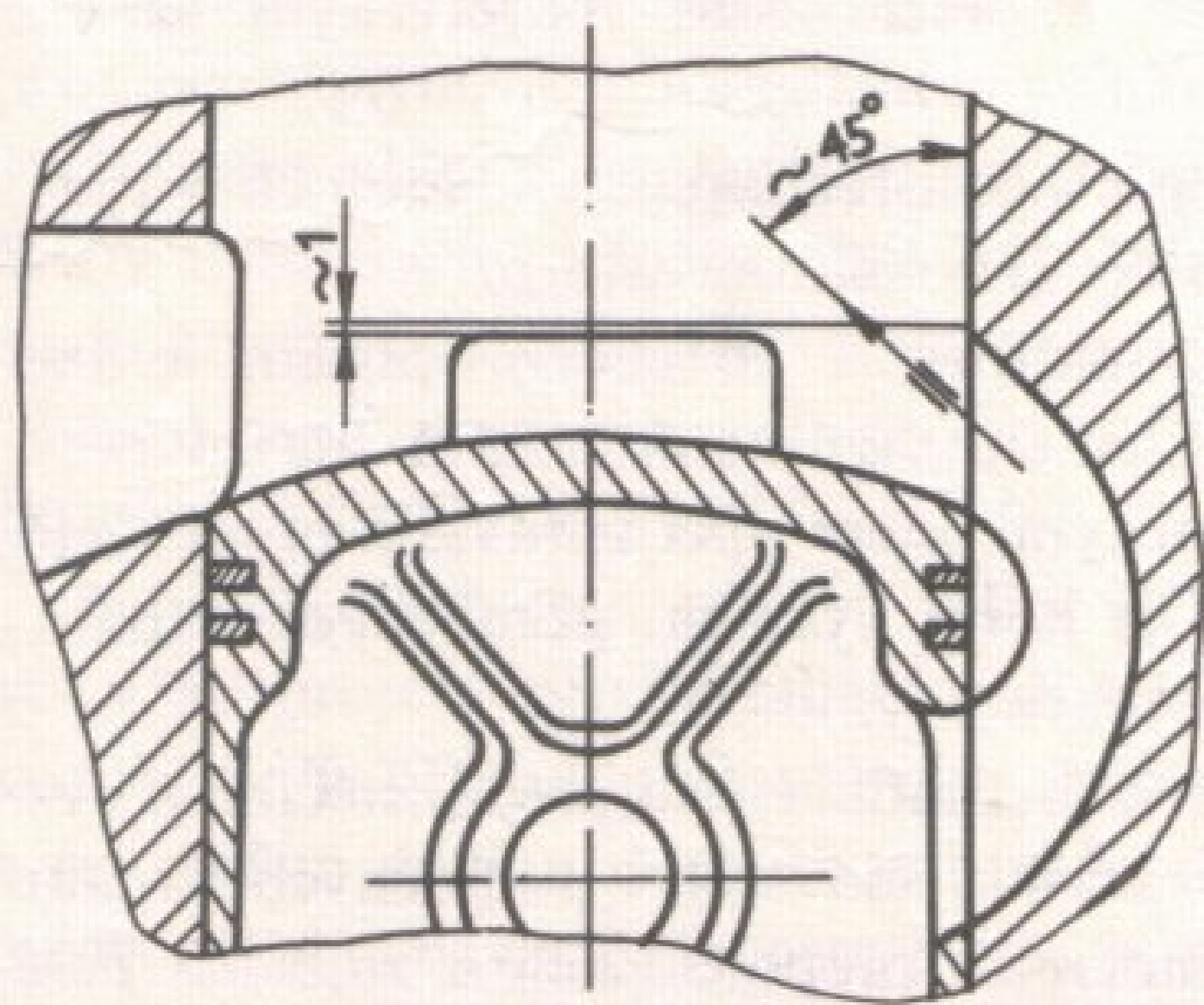


Schéma třetího přepouštěcího kanálu  
s průchodem směsi okénkem v pístu

Největší změnou ve vývoji přepouštěcího systému bylo v šedesátých letech zavedení třetího přepouštěcího kanálu v zadní stěně válce. Tento dodatkový přepouštěcí kanál má menší průměr než dva hlavní přepouštěcí kanály. Jeho vyústění do válce nesměruje rovnoběžně se dnem pístu jako u hlavních kanálů, ale přibližně pod úhlem  $45^\circ$  nahoru směrem k hlavě válce. Princip činnosti třetího kanálu záleží



v pomoci při změně směru zápalné směsi z hlavních přepouštěcích kanálů. Proud směsi z obou bočních přepouštěcích kanálů tento třetí přepouštěcí proud usměrňuje do žádaného směru nahoru a celý systém vypláchnutí se podstatně urychlí. Výhodou přitom je, že výsledný proud čerstvé směsi stoupá rovnoběžně s osou válce. Pro usměrnění proudu by byl teoreticky vhodnější větší úhel měřený od vodorovné roviny než  $45^\circ$ , ale užitečný průřez takového kanálu v řezu kolmém ke směru proudění by se podstatně zmenšil a kanál by ztrácel svou účinnost.

V konstrukčním řešení třetího přepouštěcího kanálu se uplatnily dvě hlavní varianty — krátký kanál, kdy směs proudí okénkem v pístu, a dlouhý kanál vedený až z klikového prostoru.

U nových motorů je používanější krátký kanál, který má větší vliv na zlepšení vyplachování. Jeho předností je i chlazení pístu průchodem směsi. Závažnou nevýhodou je naproti tomu podstatné zhoršení pevnosti a tuhosti pístu, který je narušen okénkem na více namáhané straně pláště pístu. Spodní vyústění krátkého kanálu může také zhoršovat rozměrovou stálost vložky válce.

Výhodou dlouhého třetího kanálu je neporušení pláště pístu a možnost lepšího usměrnění proudu směsi v dlouhém kanálu. Nevýhodou tohoto systému je jeho nízká účinnost, která je v mnoha případech zcela nedostačující.

Společnou nevýhodou třetích kanálů obou variant je u klasických motorů s rozvodem sání pístem obvykle narušení dosavadního sacího kanálu. Volbou tvaru třetího přepouštěcího kanálu, který by se vyhýbal sání, se dospěje ke krajně nepříznivému proudění směsi a účinek tohoto kanálu se při vyplachování vůbec neprojeví. Nejčastěji proto prochází třetí přepouštěcí kanál středem sacího kanálu, který se rozvětjuje. Výhody třetího přepouštěcího kanálu nejsou však tak pronikavé, uvažujeme-li zároveň zhoršení sání rozvětveným sacím kanálem.

Nespornou výhodou je však tříkanálový přepouštěcí systém u motorů s rozvodem sání šoupátkem, kde sání ústí přímo do klikového prostoru.

Snaha o nenarušení sacího kanálu u motorů s rozvodem pístem vedla konstruktéry k uspořádání přepouštění systémem čtyř kanálů. Dva hlavní přepouštěcí kanály jsou doplněny dvěma pomocnými, které opět zpravidla procházejí okénky v pístu. Nevýhodou tohoto řešení je horní vyústění pomocných kanálů v dosti velké vzdálenosti od svislé střední dělicí roviny.

Velký vliv na celou činnost tříkanálového a čtyřkanálového přepouštěcího a vyplachovacího systému mají celkové účinné průřezy hlavních i pomocných kanálů a jejich vzájemný poměr. Proudění v pomocných přepouštěcích a zejména pak v dlouhých kanálech má podstatně větší odpor než v hlavních kanálech většího průřezu. Má-li mít pomocné přepouštění dostatečný účinek, je obvykle nutné zvětšit odpor proudění v hlavních kanálech zmenšením jejich průřezů.

Důležitá je i vzájemná poloha horních hran okének hlavních i pomocných přepouštěcích kanálů. Často se došlo k velmi dobrým výsledkům s pomocným přepouštěním, kde horní hrany pomocných okének jsou o určitou malou hodnotu mezi 0,5 až 1 mm výše než hrany hlavních kanálů. Dříve proudící slabý proud



z třetího kanálu může v tomto případě účinněji usměrňovat dva hlavní přepouštěcí proudy v samém začátku.

Nové výzkumy a konstrukce v přepouštění jsou dnes spolu se změnami ve výfukovém systému rozhodující v dalším zvyšování výkonů cestovních i speciálních motocyklů. Při svépomocné úpravě motoru pro zvýšení výkonu jsou zásahy do přepouštěcích kanálů zpravidla účinnější než úpravy sání. Avšak hůře přístupné přepouštěcí kanály se obtížněji leští i upilovávají a navíc všechny rekonstrukce jsou zde dosti choulostivé a často přinesou i negativní výsledky.

Výfukový kanál je po funkční i výrobní stránce vcelku jednoduchý. Jeho hlavním úkolem je odvést z pracovního prostoru co největší množství výfukových plynů, aniž dojde k úniku většího množství čerstvé směsi. Pro časování rozvodu je rozhodující opět horní hrana výfukového okénka a horní hrana pístu. Nejdůležitějším požadavkem na výfukový kanál je zajištění rychlého úniku plynů a poklesu tlaku v pracovním prostoru již při počátečním otevření výfukového okénka. Proto je horní část výfukového okénka co nejširší a směrem dolů se již někdy zužuje. Zvyšování horní hrany výfukového kanálu přispívá sice do určité míry k lepším podmínkám provozu v nejvyšších otáčkách, ale za cenu zvýšené spotřeby paliva – při plnění uniká větší část čerstvé směsi přímo do výfuku a zkracuje se účinná délka pracovního zdvihu.

Na rozdíl od čtyřdobých motorů, kde výfukový ventil má menší průměr a často i zdvih než sací, je průřez výfukového kanálu dvoudobých motorů poměrně velký. Pro vyprázdnění pracovního prostoru není u dvoudobého oběhu k dispozici celý pracovní zdvih a spálené plyny nejsou vytlačovány pístem. Celý únik výfukových plynů je uskutečněn pouze krátkodobým tlakovým rozdílem mezi pracovním prostorem a výfukovým systémem, dále sacím účinkem setrvačnosti proudících plynů v dobře voleném výfukovém potrubí a v tlumiči výfuku a nakonec vytlačení zbytku spálených plynů čerstvou zápalnou směsí při vyplachování. Stěny výfukového kanálu mají být vždy hladké, aby nedocházelo příliš brzy ke karbonovým úsadám. Se zakarbonováním výfukového kanálu však návrhář motoru musí počítat, a volí proto hodnoty průřezu větší, než jaké vycházejí při zkouškách čistého motoru.

Největší problémy působí velká šířka výfukového okénka. Přerušení pláště válce se projeví při přebíhání pístního kroužku velkou nepodepřenou délkou kroužku. Při přechodu přes široké okénko má kroužek snahu propužít do okénka a po dalším zdvihu dochází potom k naražení kroužku na hranu okénka, které může vyvolat havárii motoru. Proto je nutno šířku výfukového kanálu omezovat anebo jej rozdělit do dvou samostatných kanálů nebo alespoň okének.

První řešení je výhodnější z hlediska spolehlivosti pístních kroužků, avšak dva samostatné kanály vycházejí zpravidla dále od sebe, než vyžadují optimální podmínky vyplachování. Vzniká zde i požadavek dvou samostatných výfukových systémů, neboť spojování dvou výfukových trubek do jednoho tlumiče se v praxi neosvědčilo.

U dvou okének jednoho výfukového kanálu se potýkáme se známými potížemi

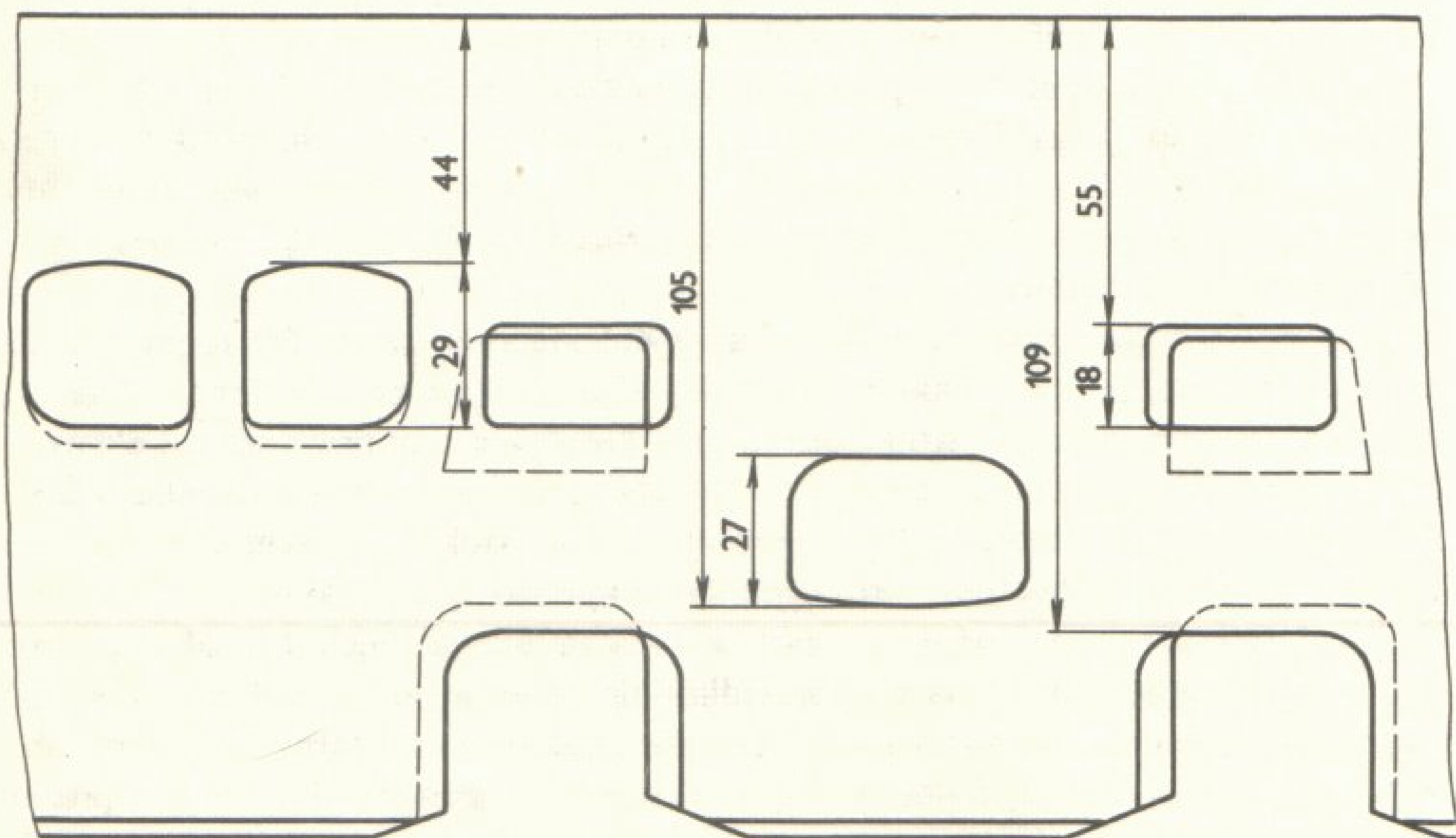


výfukové přepážky. Tato přepážka je poměrně málo tuhá a přitom nejvíce přehřátá část motoru. Za provozu se vlivem tepelného roztažení přepážka deformuje, a to buď směrem do kanálu, nebo do válce. Při deformaci směrem ven ztrácí pouze kroužky svou podporu, ale podstatně nepříznivější je případ při prohnutí přepážky dovnitř, které často přesahuje hodnotu 0,05 mm. V místě přepážky nastává vydírání kroužků i pístu a může dojít i k úplnému zadření. Jednou z nouzových možností řešení této poruchy je pracné vybroušení vnitřní stěny na přepážce o hodnotu deformace přepážky. Je to však pouze svépomocný pokus amatéra, neboť deformaci přepážky pouze odhadujeme.

Časování rozvodu i tvary všech kanálů jsou na moderním cestovním, sportovním nebo speciálním motocyklu výsledkem dlouholetého vývoje a studia dvoudobých motorů a zpravidla i shrnutím a vyhodnocením rozsáhlých zkoušek daného typu motoru.

Hlavní zásady, které jsem v předcházející části uvedl, nemusí platit za všech podmínek a jednotlivců, který si sám upravuje motor, nemůže očekávat pronikavé zlepšení jízdních vlastností; téměř vždy se především projeví stinné stránky každého zásahu do motoru.

Amatérovi, který se zálibou udržuje a upravuje svůj motocykl, mohu doporučit pouze vzájemné slícování všech průřezů sacích i přepouštěcích kanálů a vyhlazení nebo vyleštění stěn kanálů. Pro jezdce, který chce zlepšit výkon svého motocyklu, je nejspolehlivější návod na úpravu s konkrétními rozměry, pokud jej výrobce příslušného motocyklu uveřejnil nebo je ochoten zaslat. I po úpravě podle doporučeného „oficiálního“ továrního návodu se vždy projeví určité nevýhody, a to nejméně podstatné snížení životnosti motoru.



Příklad rozvinutého pláště válce – na obr. soutěžní Jawa 350 s dvěma přepouštěcími kanály



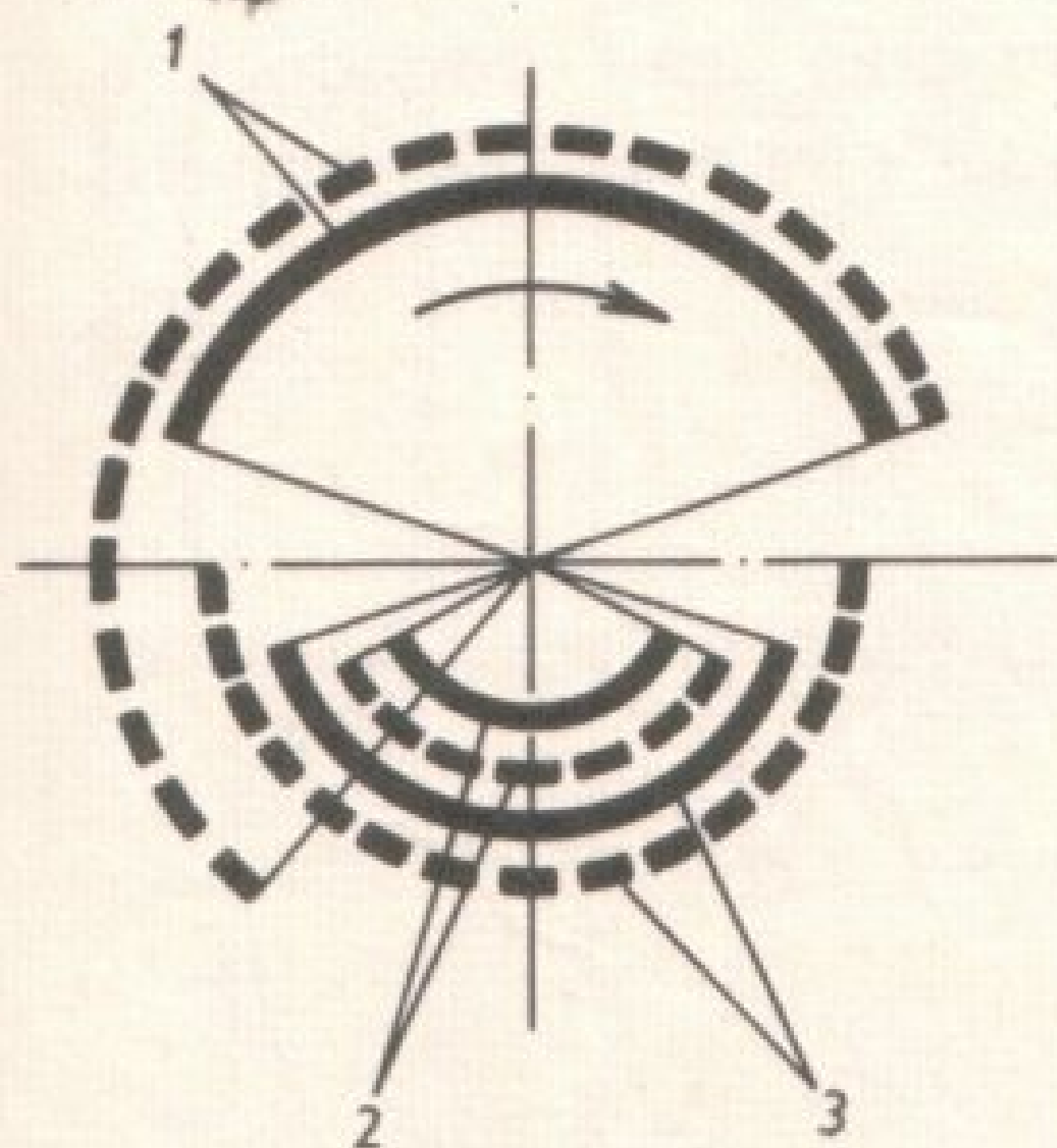
## Šoupátko

Nucený rozvod dvoudobých motorů nebo alespoň nucené ovládání sání se objevilo v různých variantách na počátku vývoje zážehových motorů. Jsou známé konstrukce dvoudobých motorů se samočinnými i nuceně ovládanými ventily, popř. s rozvodem pístovými nebo válcovými šoupátky. V další vývojové etapě nastává rozvoj tehdy dokonalejších čtyřdobých motorů a dvoudobý pracovní oběh získává uplatnění pouze svou levností a jednoduchostí; stavějí se výhradně dvoudobé motory s rozvodem pístem a s mazáním směsí.

Jak již bylo dříve uvedeno, v šedesátých letech předčily dvoudobé motocyklové motory svým měrným výkonem klasické čtyřdobé stroje a vzrůstá zájem o špičkové dražší typy dvoudobých motorů především pro motocyklový sport.

Rozvod sání šoupátkem je jedním z bezpečných způsobů zvyšování měrného výkonu, avšak za cenu komplikace stavby motoru.

Zdůvodnění významu šoupátka je nejlépe patrné z porovnání časování rozvodových diagramů úspěšných motorů s rozvodem sání pístem a šoupátkem. Přínos šoupátka není jen ve zvětšení celkového úhlu otevření sání, ale hlavně v jeho poloze. Největší rozdíl je v okamžiku otevření sání, který u rozvodu pístem leží vždy až ve druhé polovině pohybu pístu z dolní do horní úvrati. U šoupátkového rozvodu se otevření sání může volit hned v počátku zdvihu pístu a převážná část pohybu pístu nahoru se využije pro intenzivní plnění klikového prostoru. Dalším přínosem šoupátka je možnost delší doby otevření plného sacího průřezu, které u rozvodu pístem nastává pouze v horní úvrati, nehledě k nutné souměrnosti rozvodu pístem.



Porovnání rozvodového diagramu motoru s rozvodem pístem (plná kružnice) a šoupátkem (čárkované):  
1 – sání, 2 – přepouštění, 3 – výfuk

Nejjednodušším typem je šoupátko vytvořené přímo klikovým hřídelem motoru. Rameno klikového hřídele těsní svým čelem nebo vnějším povrchem se stěnou klikové skříně a výřez v ramenu určuje svou polohou a délkou úhlové otevření sání. Toto řešení je pro konstruktéry i amatérské stavitele speciálních motorů velmi lákavé, avšak dosud se nepodařilo uspokojivým způsobem vyřešit těsnění ramena ke stěně klikové skříně, ať již funkční těsnicí plochou na čele, nebo vnějším povrchem ramena klikového hřídele.



Potíže s těsněním spolu s přídatnými vratnými hmotami způsobily, že se u rozvodu sání dvoudobých motorů nepoužívají pístová šoupátka.

Válcová rotační šoupátka byla v minulosti oblíbená, neboť umožňovala vcelku nenákladným způsobem přestavbu motoru s rozvodem pístem na šoupátkový rozvod. Neměnilo se celkové uspořádání motoru ani jeho hlavní vnější rozměry. Válcové šoupátko bylo poháněno od klikového hřídele řetězem nebo ozubenými koly a bylo umístěno za spodní částí válce. Osa šoupátka byla rovnoběžná s osou klikového hřídele a těsnění válcové plochy menšího průměru nepůsobilo potíže. Poloha karburátoru se proti původní změnila jen nepatrně.

Nejjednodušším typem je válcové šoupátko tvořící přímo rameno klikového hřídele, utěsněné svým vnějším válcovým povrchem ve skříni motoru. Druhý opět zásadně i výrobně jednoduchý způsob záleží v přívodu směsi dutým čepem hlavního čepu klikového hřídele, v kterém jsou výřezy.

Základní nevýhodou válcového šoupátka není nutnost přídatného pohonu, jak se někdy uvádí, ale jeho nevyhovující činnost. Poměrně malý funkční průměr tohoto šoupátka umožňuje jen velmi pomalé otevírání sacího kanálu a otevření plného průřezu zde trvá velmi krátce.

Šoupátko je všeobecně určeno pro motory s nejvyššími provozními otáčkami a zde se požaduje co nejkratší doba od začátku otvírání kanálu do otevření jeho plného průřezu. Tomuto požadavku vyhovují nejlépe kotoučová šoupátka velkého průměru, která jsou dnes jediným moderním řešením šoupátkového rozvodu sání.

Nejčastěji je kotoučové šoupátko nasazeno přímo na klikovém hřídeli a otáčí se buď vedle ramena klikového hřídele, nebo v samostatném prostoru. U obou způsobů je však snaha konstruktérů dosáhnout co nejmenší hmotnosti šoupátka při jeho dobrém utěsnění. Těsnění kotoučového šoupátka není jednoduchou záležitostí, neboť se musí těsnit větší plocha při vysoké rychlosti, jejíž největší hodnota je dána vztahem

$$v_{\max} = r_e \omega_{\max} = \frac{\pi d_e n_{\max}}{60} \quad (\text{m/s}),$$

kde  $v_{\max}$  je třecí rychlost při nejvyšších otáčkách na největším průměru šoupátka (m/s),

$r_e$  – vnější průměr šoupátka (m),

$\omega_{\max}$  – nejvyšší úhlová rychlost šoupátka (rad/s),

$d_e$  – vnější průměr šoupátka (m),

$n_{\max}$  – nejvyšší otáčky motoru (1/min).

Do vztahu nahrazujeme otáčky šoupátka nejvyššími otáčkami motoru  $n_{\max}$ , neboť u všech používaných motocyklových motorů má šoupátko s klikovým hřídelem převod 1 : 1, není-li na něm nasazeno přímo.

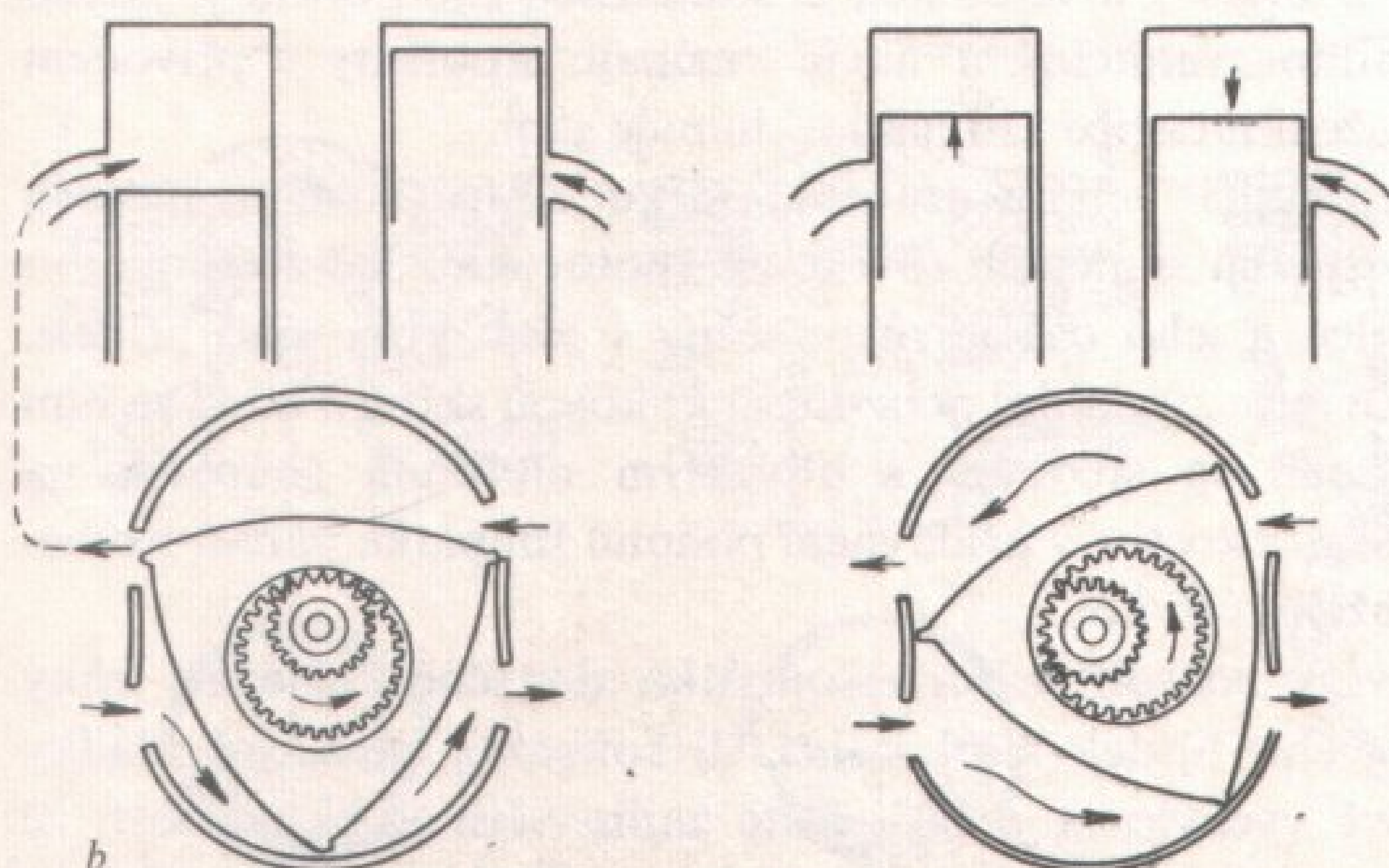
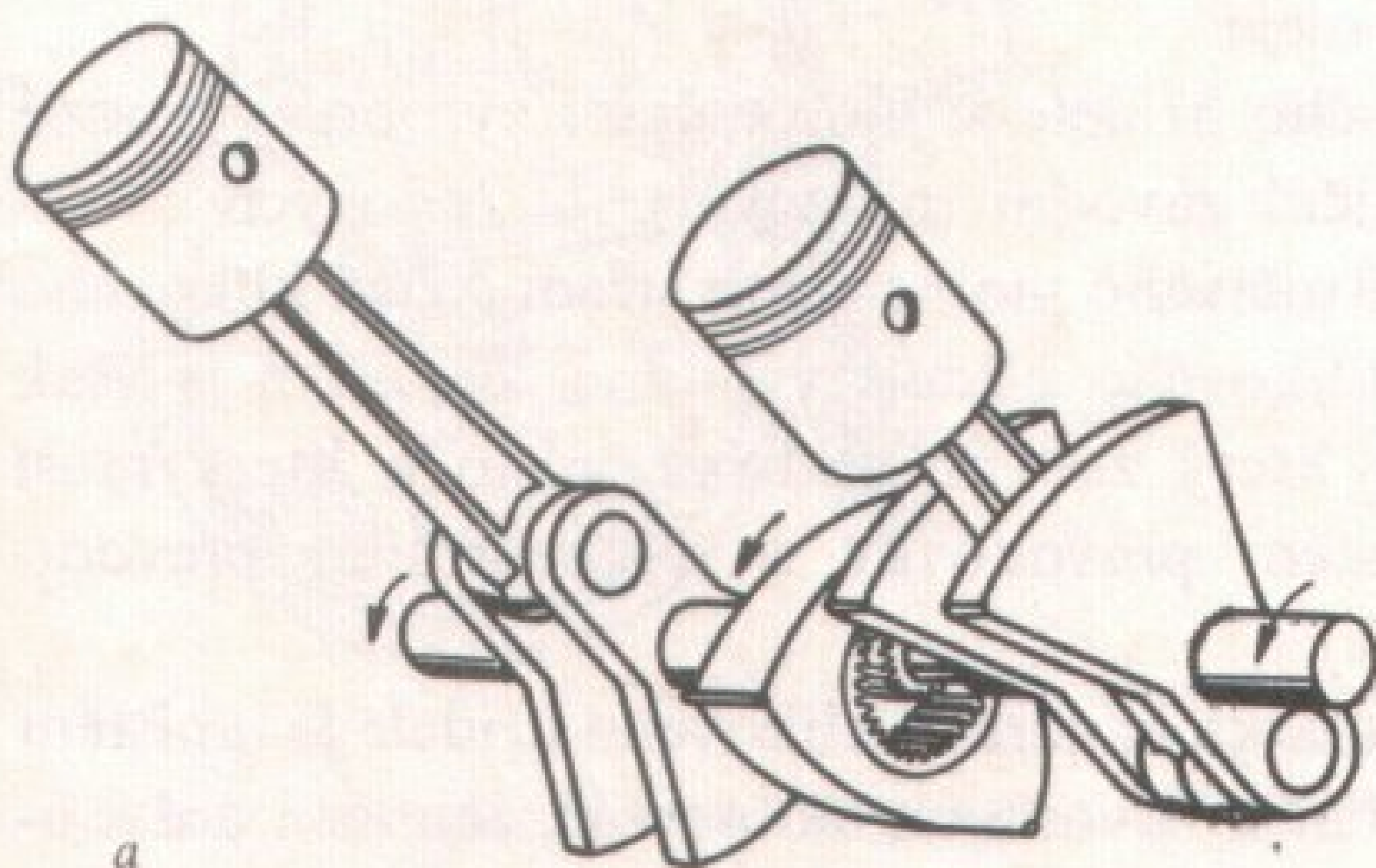
Dosadíme-li do tohoto vzorce, odpovídajícího třecí rychlosti gufera, skutečné hodnoty silničního závodního motoru, u nějž je šoupátko nejčastější, vyjde třecí rychlost značně vysoká. Například při průměru šoupátka 0,11 m a pouhých 13 000 otáčkách za minutu bude



$$v_{\max} = \frac{\pi \cdot 0,11 \cdot 13\,000}{60} = 75 \text{ (m/s)}.$$

Maximální třecí rychlost šoupátka je v tomto případě pětinasobně větší než nejvyšší doporučená hranice 15 m/s pro třecí rychlost gufera v části „Utěsnění klikového prostoru“. Z tohoto příkladu jasně vyplývá, že k utěsnění se nehodí žádné měkké těsnicí materiály. Nejlépe se pro těsnění šoupátka osvědčuje dosedání ocelového čela šoupátka přitlačovaného na stěnu skříně motoru vyrobenou ze slitiny lehkých kovů.

Motory sportovních motocyklů někdy mívají šoupátko z ocelového plechu tloušťky asi 2 mm umístěné přímo v klikovém prostoru. Toto šoupátko unáší ocelové kolíky nalisované do ramena klikového hřídele a pružinky je lehce přitlačují ke stěně klikové skříně.



Zajímavá kombinace  
dvoudobého dvouválce  
s motorem typu Wankel  
podle patentu  
J. R. Forstera z V. Británie  
by měla dávat podstatně  
lepší výsledky než  
šoupátko, neboť dochází  
k výhodnému stlačování  
směsi

Pro vysokootáčkové motory silničních závodních motocyklů jsou však nejvýhodnější velmi lehká šoupátka z pružného tvrdého ocelového plechu o tloušťce pouze do 0,5 mm. Tato šoupátka se otáčejí zpravidla mezi dvěma stěnami skříně motoru se stranovou vůlí asi 0,5 mm. Hlava šoupátka, se kterou je ocelový



plech šoupátka spojen nejčastěji několika ocelovými nýty, bývá axiálně posuvně uložena v drážkách nebo v jemném drážkování klikového hřídele. Vlastního těsnění šoupátka je dosaženo pouze rozdílem tlaků v klikovém prostoru a v sacím kanálu před šoupátkem. Při sání je sací kanál otevřen a šoupátka běží zcela volně mezi stěnami skříně. Jakmile výřez šoupátka přeběhne sací kanál a ten se uzavře, nastává vlivem pohybu pístu dolů v klikové skříně přetlak a tenké šoupátko je v místě sacího kanálu přitlačováno k vnější těsnicí stěně skříně motoru.

Obě čela šoupátka musí být jemně broušená a šoupátko nesmí být deformované, jinak by došlo k rychlému opotřebení, zahřívání i ztrátám výkonu. Velmi dobře se osvědčují tvrdě chromovaná čela šoupátka a speciální otěruvzdorná hliníková slitina pro těsnění stěny šoupátka v klikové skříně. Mazání šoupátka směsí při přesné výrobě a velmi pečlivé montáži vyhovuje; u odděleného mazání je někdy k šoupátku samostatný přívod oleje.

Uložení šoupátka na straně klikového hřídele je koncepčně i výrobně výhodné pro jednoválcové i dvouválcové silniční závodní motocykly. U řadových dvouválcových motorů je nutné volit odběr točivého momentu ze střední části klikového hřídele, což je z hlediska namáhání klikového hřídele výhodné. Záporom je však komplikace primárního převodu, na který zde již nezbývá místo a který musí být pro konstrukčně výhodné umístění převodovky a sekundárního převodu rozdělen do dvou párů ozubených kol.

Podstatnou nevýhodou uložení šoupátka na straně klikového hřídele je umístění karburátoru na boku motoru. U silničních závodních motocyklů, zejména u dvouválcových pak narůstá šířka motoru, tím i šířka kapotáže a vzrůstá i odpor vzduchu. U sportovních a zvláště u terénních a soutěžních motocyklů je nízko umístěný karburátor snadno zranitelný a navíc vznikají problémy s přívodem vzduchu od čističe a s uložením čističe vzduchu a tlumiče sání.

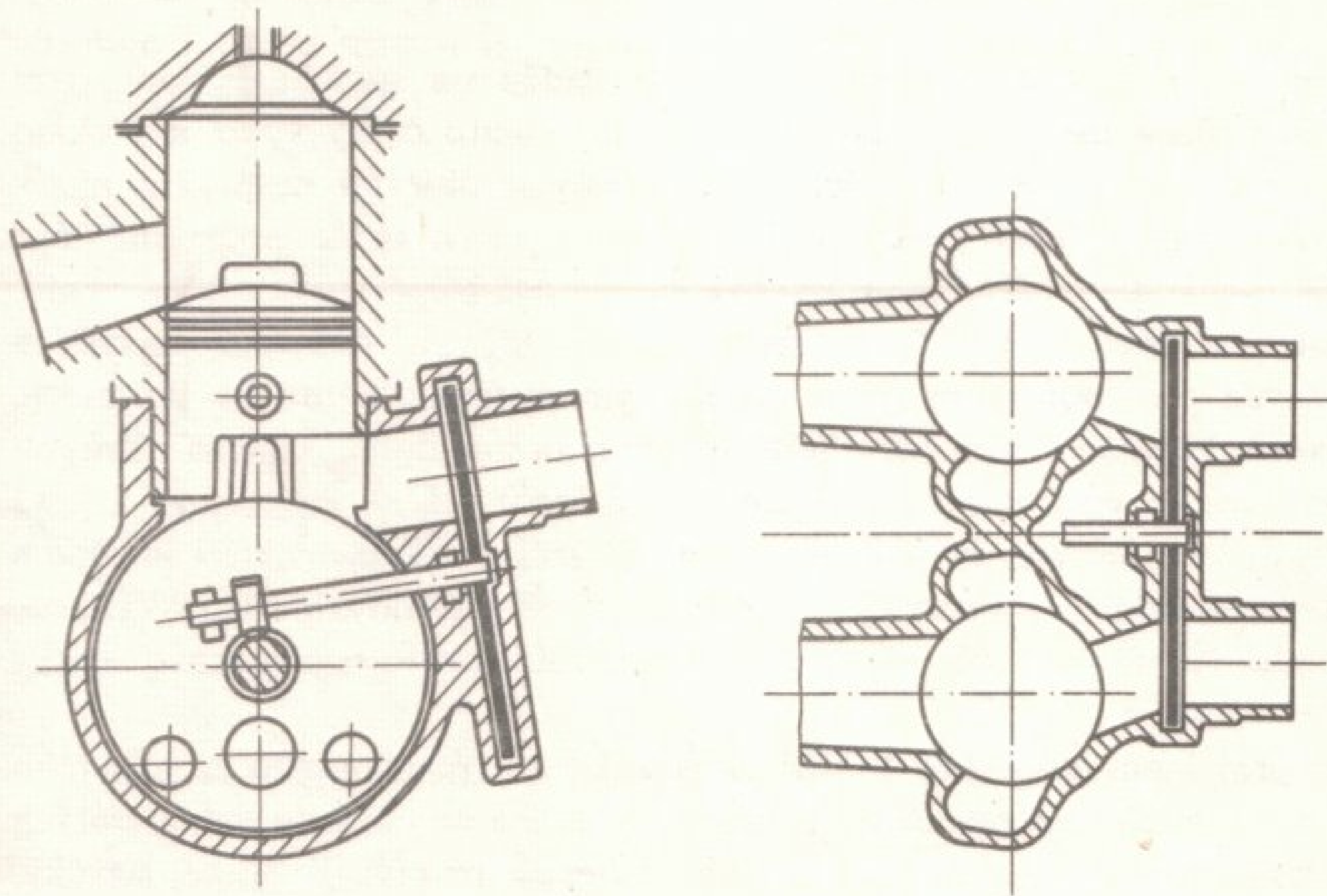
Zajímavé řešení odstraňující velkou stavební šířku šoupátkového motoru používá firma König pro stavbu silničních závodních motocyklů. Jedině šoupátko řídí rozvod sání dvou válců a jeho osa je různoběžná s osou klikového hřídele. Tenké kotoučové šoupátko je ve zvláštním pouzdře za klikovou skříní a hned za ním jsou karburátory. Nevýhoda ve srovnání s obvyklým uložením šoupátek na klikovém hřídeli je ve větší složitosti a v přidavném pohonu šoupátka párem ozubených šroubových nebo kuželových kol.

U motorů König je však způsob pohonu šoupátka skutečně kuriózní; lehký ozubený řemen od klikového hřídele běží k hřídeli šoupátka přes dvě kladky a řemen se musí stranově vychylovat o 90°. Ještě zajímavější je skutečnost, že původní konstrukce dvoudobého motoru se šoupátkem, jehož osa je různoběžná nebo mimoběžná s osou klikového hřídele, vznikla a je patentově chráněna v n. p. JAWA. Výroba motorů König podobně jako rakouských šoupátkových dvouválcových motorů Rotax se proto váže na licenční dohodu s n. p. JAWA.

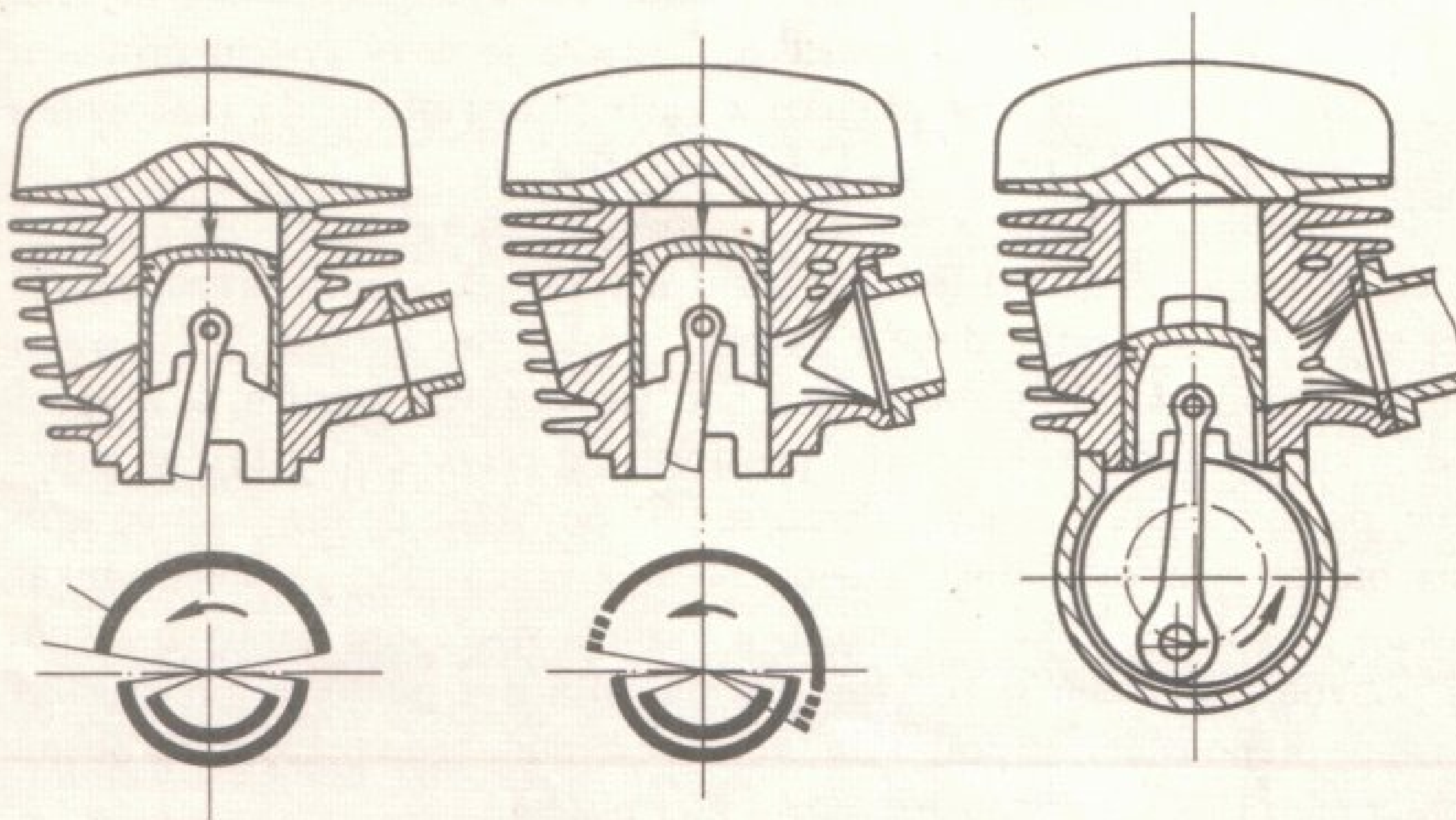
Závěrem je možno říci, že šoupátko jakéhokoli typu přináší sice výrobní zdražení, avšak šoupátkový motor dává lepší předpoklady k dosažení vyšších výkonových



parametrů, a to nejen v oblasti nejvyšších otáček. Použití šoupátka skrývá pro konstruktéry stále možnost zlepšení výkonových vlastností motocyklů a není vyloučeno, že šoupátkové motory se ve větším počtu rozšíří nejen na silniční závodní, ale i na terénní, soutěžní a sportovní motocykly.



Příklady konstrukce motoru s šoupátkem podle patentu n. p. Jawa



Porovnání činnosti a rozvodových diagramů dvoudobého motoru s klasickým rozvodem pístem, s jazýčkovým ventilem i s jazýčkovým ventilem systému Yamaha s přímým prouděním části směsi ze sání do spalovacího prostoru. Rozvodové diagramy motorů s jazýčkovými ventily se mění v závislosti na otáčkách o čárkovaně vyznačenou hodnotu. Výhoda jazýčkového ventilu je z porovnání diagramů snadno patrná.



Princip sacího ventilu ovládaného pouze podtlakem sání je známý již z počátků historie čtyřdobých i dvoudobých motorů. Setrvačné hmoty ventilu však nedovolovaly u těchto motorů vyšší otáčky, a tak všechny tyto konstrukce postupně zanikly.

Již v minulosti však dávaly mnohem větší naději na spolehlivé podtlakem ovládané sání různě uspořádané jazýčkové ventily (tento český výraz a překlad anglického „reed valve“ ještě nezevšeobecněl, někdy se objevuje nesprávný název membránový ventil). Velmi tenký pružný ocelový plech může podstatně lépe reagovat na rychlé a poměrně malé tlakové změny než rozměrnější a těžší ventil. Přesto však ani ocelové jazýčkové ventily neumožňovaly dosažení nejvyšších otáček běžných pro motory se sáním ovládaným pístem. Po mnoha pokusech, uskutečněných hlavně v Německu ještě v předválečné době, končila jakákoli funkce jazýčkového ventilu přibližně u hodnoty 5 000 otáček za minutu a ještě před dosažením této hranice již byla jeho činnost nepřesná. Konstrukteři silničních závodních a rekordních motocyklů, kteří v té době navrhovali různé varianty úprav dvoudobých motorů včetně přeplňování, ztratili proto o jazýčkové ventily zájem.

Úplným převratem bylo však použití zavrženého a zapomenutého jazýčkového ventilu na speciálních i cestovních motocyklech Yamaha na počátku sedmdesátých let. Tělo jazýčkového ventilu tvoří střechu, kterou přikrývají tenké jazýčky. Nasávaná směs proudí z vnitřku střechy a již při malém úhlovém vychýlení jazýčků se otvírá poměrně velký průřez pro průtok. Jazýčkový ventil v tomto uspořádání pracuje spolehlivě ještě při 8 000 otáčkách za minutu, avšak největší novinkou a patentovým nárokem konstrukce Yamaha je nový systém proudění čerstvé směsi do motoru, jejíž část přichází z karburátoru přímo do pracovního prostoru válce bez obvyklého průchodu klikovou skříní.

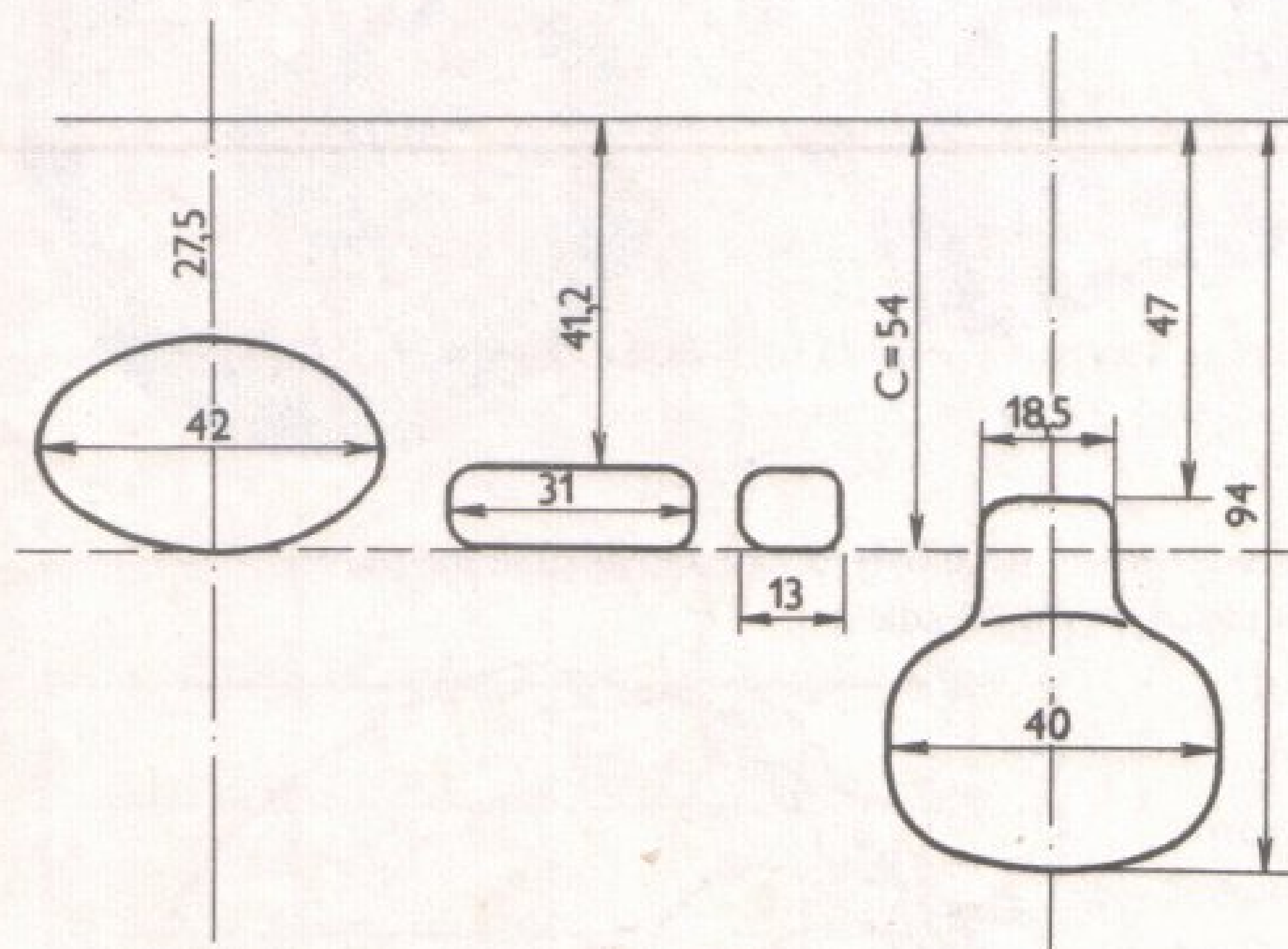
Celá činnost motoru Yamaha, který má vestavěn jazýčkový ventil mezi karburátor a válec, probíhá takto: Při pohybu pístu nahoru jeho horní hrana uzavře přepouštěcí kanály a po krátké době i okénko výfukového kanálu. V klikovém prostoru nastává podtlak, který otevře průchod jazýčkovým ventilem a zápalná směs proudí z karburátoru do klikového prostoru. Po přeskočení jiskry na zapalovací svíčke, po zažehnutí a expanzi plynů se píst pohybuje dolů, a jakmile jeho horní hrana otevře výfukový kanál, začnou plyny z pracovního prostoru unikat do výfukového potrubí. V klikovém prostoru nastává stlačování nasátých plynů. Při dalším pohybu pístu dolů se otevřou dva hlavní a dva pomocné přepouštěcí kanály a nastane přepouštění; až potud jsou zde fáze dvoudobého pracovního oběhu shodné s prací motorů s klasickým rozvodem sání pístem.

Když dojde píst do dolní polohy, uzavře jeho dolní hrana sací kanál, tj. spojení mezi karburátorem a klikovým prostorem. Následkem okamžitého podtlaku v pracovním prostoru a tlakové vlny v sacím kanálu před jazýčkovým ventilem se otevřou jazýčky ventilu a zápalná směs ze sacího potrubí proudí zvláštním kanálem přímo do



pracovního prostoru. Tento kanál bývá někdy nazýván pátým přepouštěcím kanálem, jindy pouze horním vybráním v sacím kanálu.

Část směsi proudící tímto kanálem je pouze doplňkem hlavního množství směsi přicházející do pracovního prostoru čtyřmi přepouštěcími kanály. Určité časové posunutí proudění směsi čtyřmi přepouštěcími kanály a pátým doplňkovým kanálem může správnou volbou tvarů vyústění všech kanálů přispět k velmi dobrému vypláchnutí.



Zajímavý rozvinutý tvar pláště válce u silničního závodního motocyklu Yamaha 700. Čárkovaná čára je úroveň horní hrany pístu, je-li v dolní úvrati

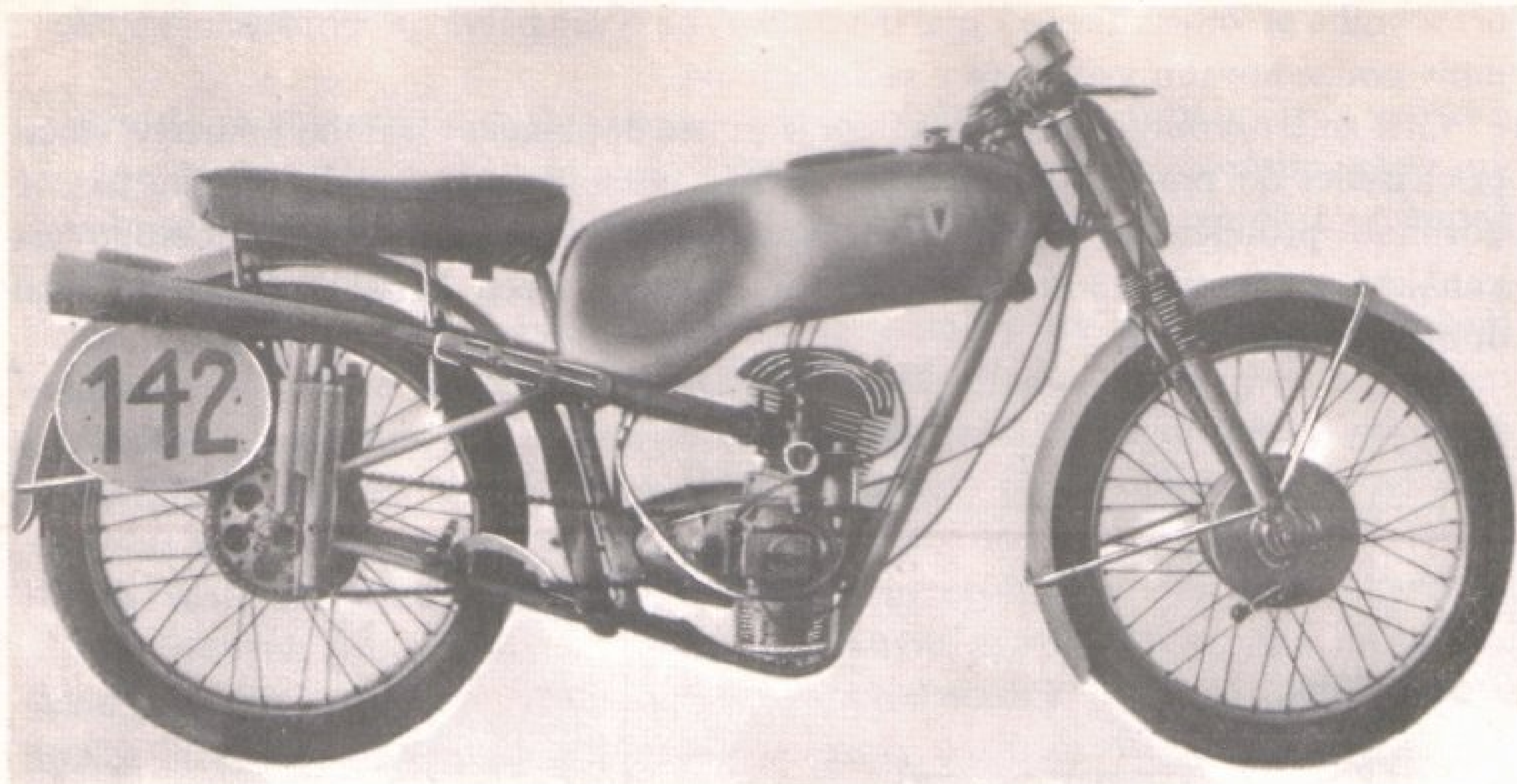
Po dalším pootočení klikového hřídele zabraňují již uzavřené jazýčky ventilu zpětnému unikání zápalné směsi do sacího potrubí, a tak směs proudící k doplňkovému kanálu musí po jeho uzavření pístem měnit svůj směr a pomáhá plnit klikový prostor.

Hlavním přínosem tohoto systému je tedy dokonalejší vypláchnutí i účinnější plnění. Sací okénka rozšířená o doplňkový kanál dávají delší celkovou plnicí dobu a dynamického tlaku zápalné směsi se využije po změně směru proudu k plnění klikového prostoru. Výhodou je i to, že jazýčkový ventil zabrání v jakémkoli pracovním režimu zpětnému úniku zápalné směsi do karburátoru.

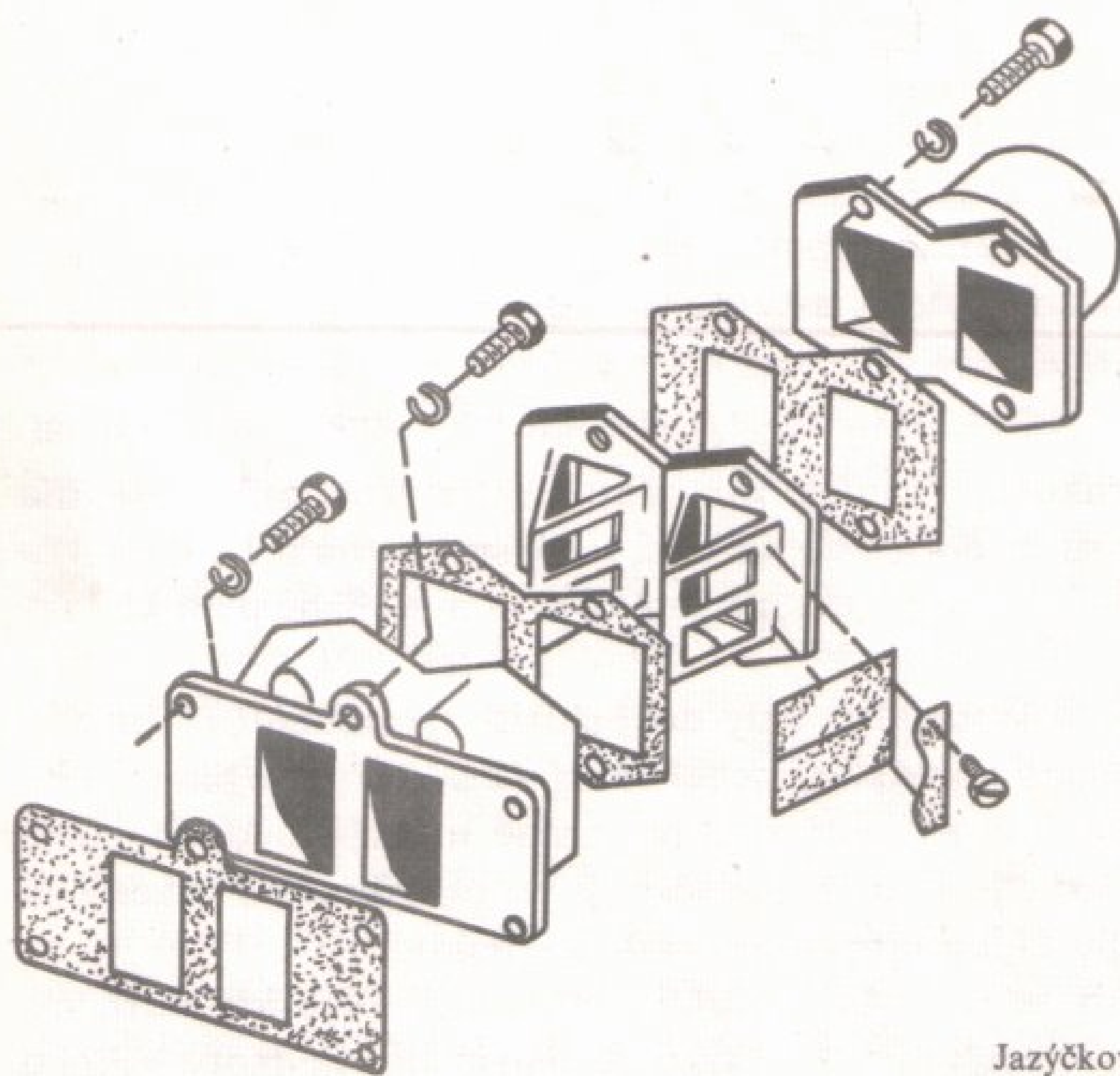
Všechny uvedené výhody se projevují v nízkých, středních i vyšších otáčkách, a to při různém zatížení. V nejvyšších otáčkách se maximální hodnoty výkonu motoru většinou nezvětšují; naopak — někdy dochází i k poklesu výkonové špičky motoru vzhledem k setrvačným silám kmitajících jazýčků a k nedokonalé funkci jazýčkového ventilu v tomto pracovním režimu.

V praxi se jazýčkové ventily nejlépe osvědčují u motorů terénních motocyklů, u strojů pro šlapačkové soutěže a dále i u některých silničních závodních, sportovních a cestovních motocyklů.





Různé možnosti zvyšování výkonu dvoudobých motorů byly zkoumány již před mnoha lety.  
Na obr. závodní DKW z roku 1950 s pístovým dmýchadlem



Jazýčkový ventil terénní Husqvarny 250

Vlastní jazýčkový ventil se skládá obvykle z těla ventilu střeovitého tvaru, ke kterému dosedají pružné jazýčky z nerezavějící oceli nebo z plastické hmoty. Jazýčky bývají na každé straně nejméně dva. Součástí tohoto ventilu jsou ještě lehké dorazy, které nedovolují větší otevření jazýčků, které by při dosednutí vyvolalo rozkmitání.



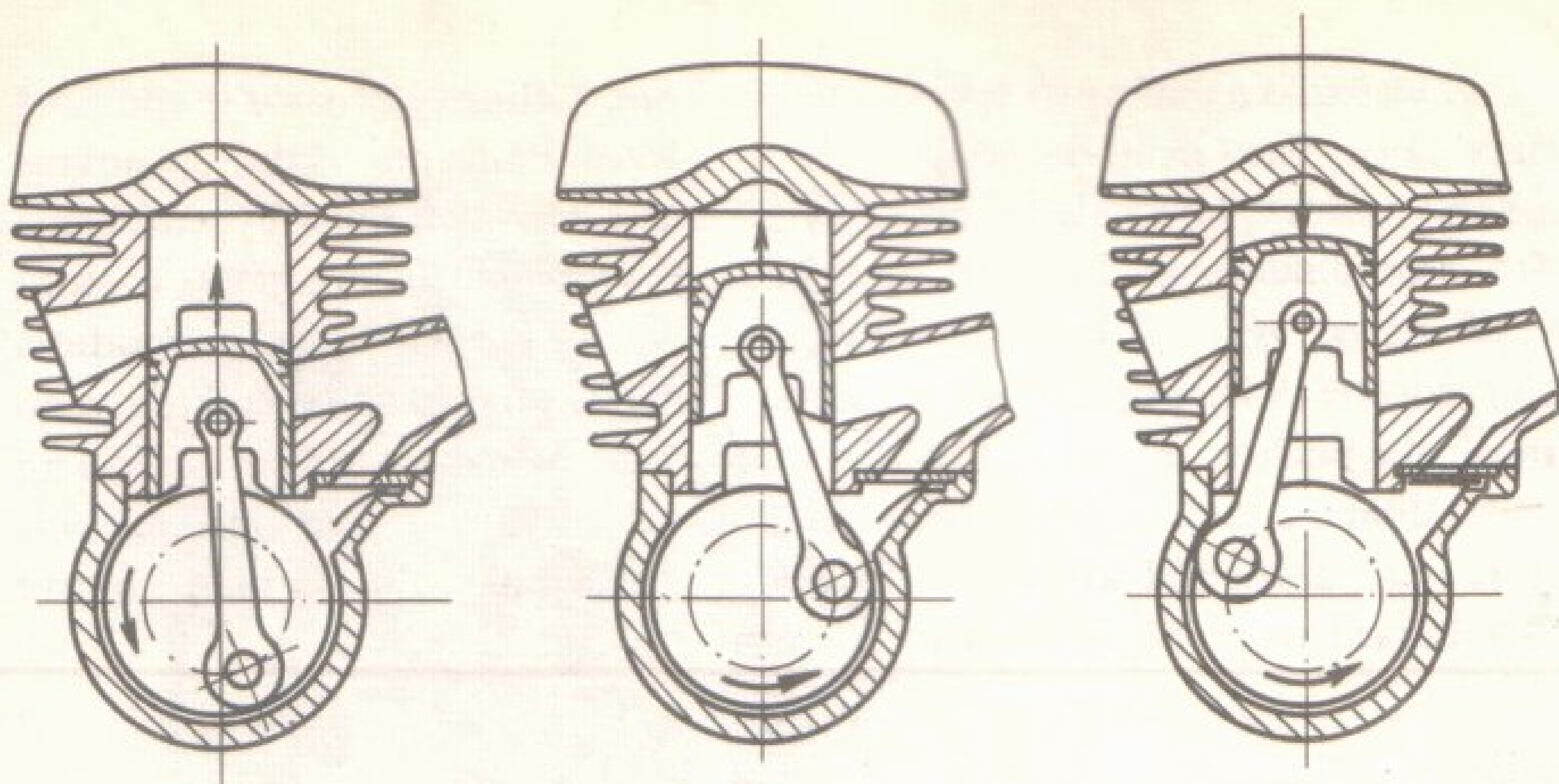
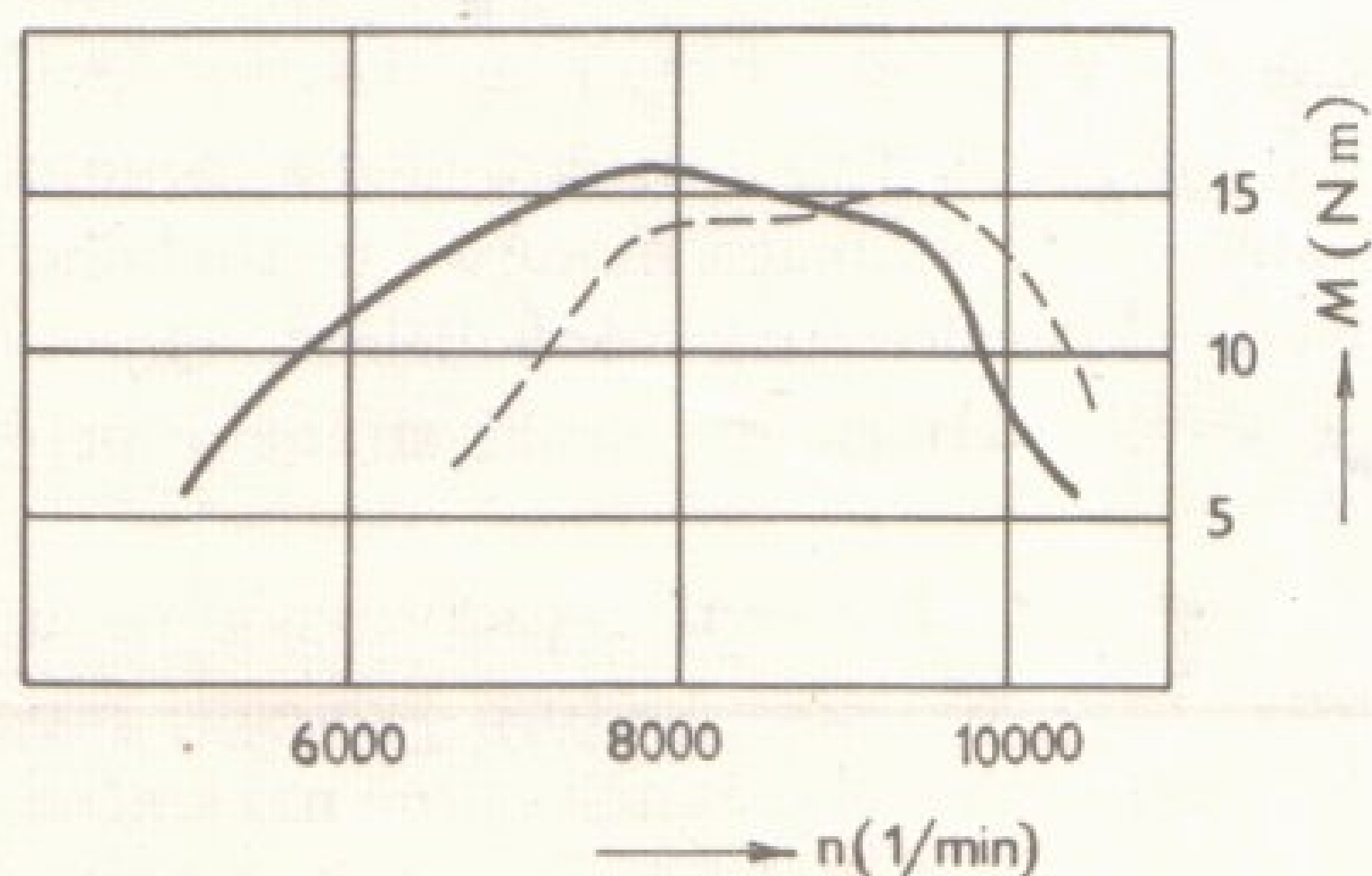


Schéma činnosti zajímavého řešení italského motoru Aspes, se sáním ovládaným pístem a s pomocným přímým vstupem směsi do klikového prostoru ovládaným jazýčkovým ventilem



Porovnání křivky točivého momentu u motoru Aspes 125 s rozvodem sání pístem a s pomocným vstupem směsi do klikového prostoru ovládaným jazýčkovým ventilem

———— jazýčkový ventil,  
----- rozvod pístem

Tloušťka jazýčků z nerezavějících ocelí bývá kolem 0,2 mm. U menších motorů klesá někdy až na 0,15 mm a jen výjimečně bývají jazýčky velkoobjemových jednoválců s tloušťkou 0,3 mm. Provozně velmi důležité je navulkanizování tenké vrstvy pryže na tělo ventilu, neboť při kovovém styku dochází při vyšších došedacích rychlostech k popraskání jazýčku.

O svépomocné výrobě jazýčkového ventilu i nového systému přepouštění je těžko uvažovat, avšak iniciativní amatér si může obstarat úplný ventil a pokusit se o jeho adaptaci na svůj motocykl.

#### 4.5 VÍCEVÁLCOVÉ MOTORY

Stavba víceválcových dvoudobých motorů přináší na rozdíl od běžných čtyřdobých víceválců v automobilech i motocyklech řadu potíží. U čtyřdobého víceválcového motoru je klikový hřídel nejčastěji vyroben z jednoho výkovku, dělená



ojniční i kliková ložiska maže procházející tlakový olej a klikový prostor je společný pro všechny válce. Tato jednoduchá a dobře osvědčená koncepce však nevyhovuje pro dvoudobé motory, kde klikové prostory jednotlivých válců musí být utěsněny.

Největší komplikace při stavbě dvoudobých víceválců vznikají u motorů pro nejvyšší měrné výkony, které mají rozvod sání šoupátkem. U nejjednodušší a nejvíce osvědčené koncepce motoru s kotoučovým šoupátkem na boku klikového hřídele musí mít pochopitelně každý válec samostatné šoupátko a z toho vznikají problémy s odběrem točivého momentu. U řadového dvouválce je nutné umístit pomocný převod uprostřed klikového hřídele a tríválce a víceválců mají klikové hřídele uspořádané nejméně ve dvou rovnoběžných osách.

### *Dvouválce*

Cestovní i sportovní dvouválcové motocykly mají nejčastěji motory s rovnoběžnými válci příčně vedle sebe.

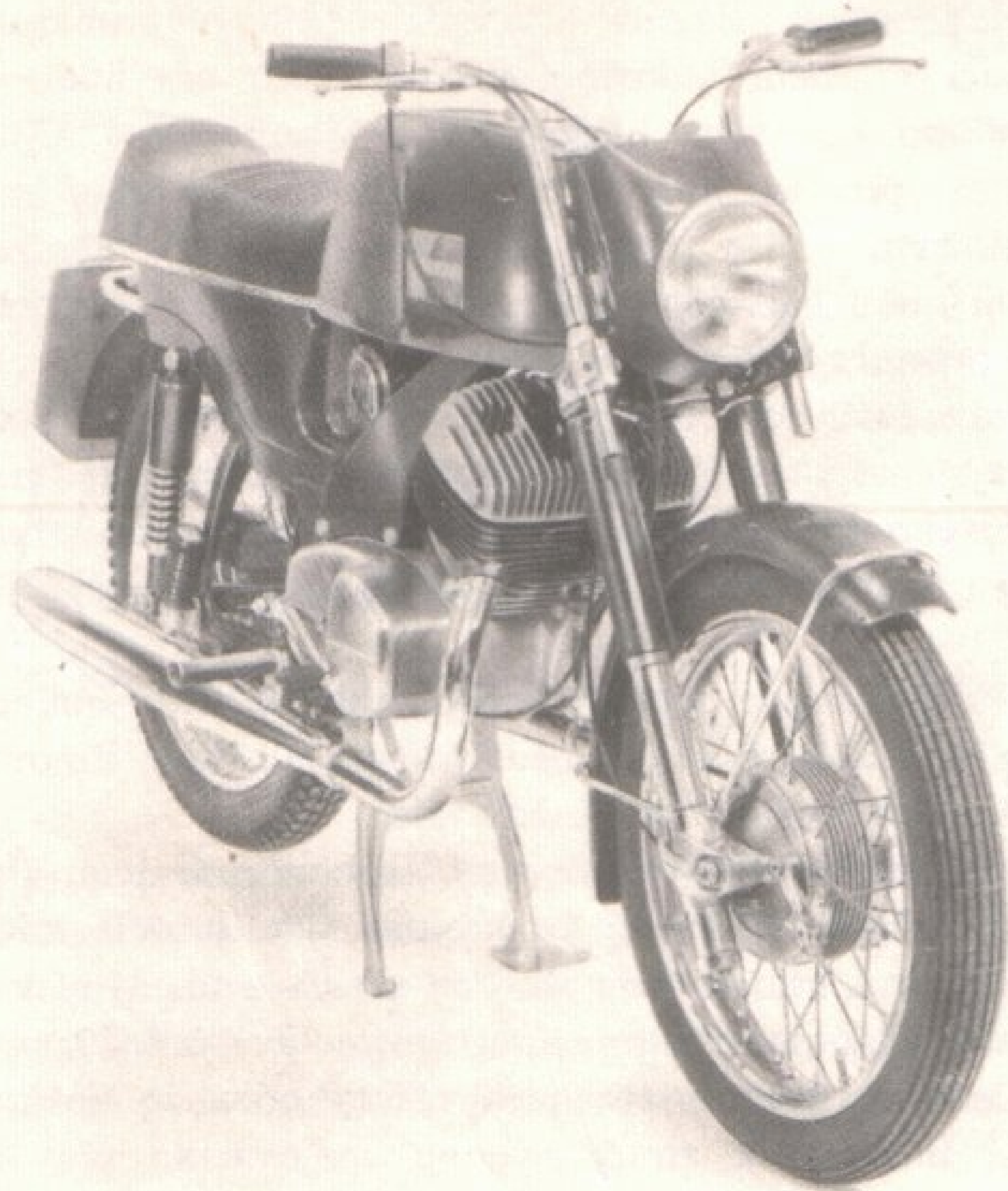
Základní typ dvoudobého dvouválce s rovnoběžnými osami válců má ojniční čepy úhlově přesazeny o  $180^\circ$  pro získání rovnoměrného běhu i lepšího vyvážení. Klikový hřídel je uložen nejméně na třech ložiskách, a to dvou krajních a jednom uprostřed mezi válci. Klikový hřídel je utěsněn po stranách motoru i u středního ložiska tak, aby byly klikové prostory obou válců tlakově oddělené. Odběr točivého momentu je na jedné straně klikového hřídele, na druhé straně je nejčastěji zapalování.

Motor je zpravidla uložen příčně v rámu – to znamená s vodorovnou osou klikového hřídele kolmou ke směru jízdy. Tato koncepce motoru vyhovuje pro chlazení vzduchem i kapalinou. Osy válců jsou svislé nebo častěji mírně nakloněné dopředu pro získání většího prostoru pro sací hrdla, karburátory, čistič vzduchu a tlumič sání. U výkonnějších motorů má každý válec samostatný karburátor. Větší sklon válců nebo dokonce válce s vodorovnými osami nejsou výhodné, neboť činnost karburátoru se zhoršuje se zvětšováním jeho sklonu a z hlediska dosažení vyššího výkonu motoru není vhodné volit neúměrně dlouhé a ohýbané sací hrdlo. Nevýhodou vodorovných válců je i narůstání stavební délky motoru.

Klikový hřídel je lisovaný z několika kusů a při jeho montáži se již na ojniční čepy vkládají jehlové klece s ojnicemi a na střední hlavní čep těsnicí kroužek a ložisko. Středění lisovaného hřídele pro dvouválec vyžaduje větší zkušenost; hlavním požadavkem je však souosost krajních čepů i čepu středního uložení v toleranci asi 0,01 mm.

K zjednodušení výroby klikového hřídele dvoudobého dvouválce byly již mnohokrát uskutečněny pokusy i dlouhodobé zkoušky s klikovým hřídelem z jednoho kusu, na jehož ojniční čepy se montovaly dělené ojnice na valivém uložení. Takové řešení je technicky možné při uložení ojnice na válečkovém ložisku bez klece i na speciální dělené jehlové kleci, avšak v praxi se neosvědčilo. I u nejpřesněji vyrobené dělené ojnice dochází v dělicí spáře k porušení celistvosti oběžné dráhy pro válečky, což bývá příčinou opotřebení i poruch.





Klasickým příkladem dvoudobého dvouválcového motoru je Jawa 350; na obr. motocykl s kolébkovým rámem, který dostal přezdívku „bizon“

Jiným řešením, které mělo odstranit pracnost montáže a zvláště pak oprav lisovaných hřídelů dvouválcových motorů, je konstrukce skládaného klikového hřídele. Každý válec má v tomto případě samostatný klikový hřídel a oba tyto hřídele jsou uprostřed spojeny vyfrézovanými a broušenými čelními ozuby nebo vnějším drážkováním a spojkou. Ani tento systém není zvlášť výhodný, neboť vznikají vysoké nároky na přesnost, často se musí zvětšovat funkční průměr těsnicího kroužku a střední ložiska musí být obvykle dvě. Hlavním nedostatkem takto děleného klikového hřídele je jeho menší tuhost.

Zajímavé rozebíratelné spojení klikového hřídele bylo na silničních dvouválcových závodních motocyklech Jawa. Jednotlivé díly byly spojeny v obou ojnicích i ve středním čepu pomocí šikmo frézovaných zubů na čelech přerušného vrtaného čepu. Otvorem čepu procházel speciální svorník, který měl na každém konci závit s jinou hodnotou stoupání. Imbusovým klíčem se svorník utahoval, až se oba spojované díly k sobě pevně přitáhly. Ve smontovaném stavu byl klikový hřídel obroben, potom po povolení a vyjmutí svorníku se na rozdělený čep nasadil přesně lícovaný tvrdý ložiskový kroužek. Po sestavení klikového hřídele a utažení spojovacích svorníků se pouze kontrolovala souosost čepů. Nevýhodou zde bylo nutné zvětšení průměru čepů.



Základní typ dvouválcového řadového motoru musí přenášet točivý moment přes celý klikový hřídel, což se projevuje při práci válce vzdálenějšího od primárního převodu zvětšením deformací v celém klikovém hřídeli. Tuto nevýhodu lze odstranit rozdělením původního klikového hřídele na dva samostatné hřídele a odběrem točivého momentu uprostřed mezi válci. Složený klikový hřídel musí mít ovšem uprostřed dvě ložiska a dva těsnicí kroužky. Na spojce nasazené na ozubení nebo drážkování obou hlavních čepů vnitřních ramen je upevněno ozubené nebo řetězové kolo převodu na pomocný hřídel.

U speciálních silničních závodních motorů se někdy osvědčily lisované klikové hřídele pro svou tuhost i u systému s odběrem točivého momentu uprostřed mezi válci. Před slisováním klikového hřídele se na střední čep nasadí obě střední ložiska, oba těsnicí kroužky i ozubené kolo, není-li ozubení vytvořeno přímo na středním čepu.

Vidlicové dvouválce ani dvouválcové motory s protilehlými písty, oblíbené u čtyřdobých motorů, se u dvoudobých strojů neosvědčují. Hlavní příčinou je opět podmínka oddělení klikových prostorů pro každý válec.

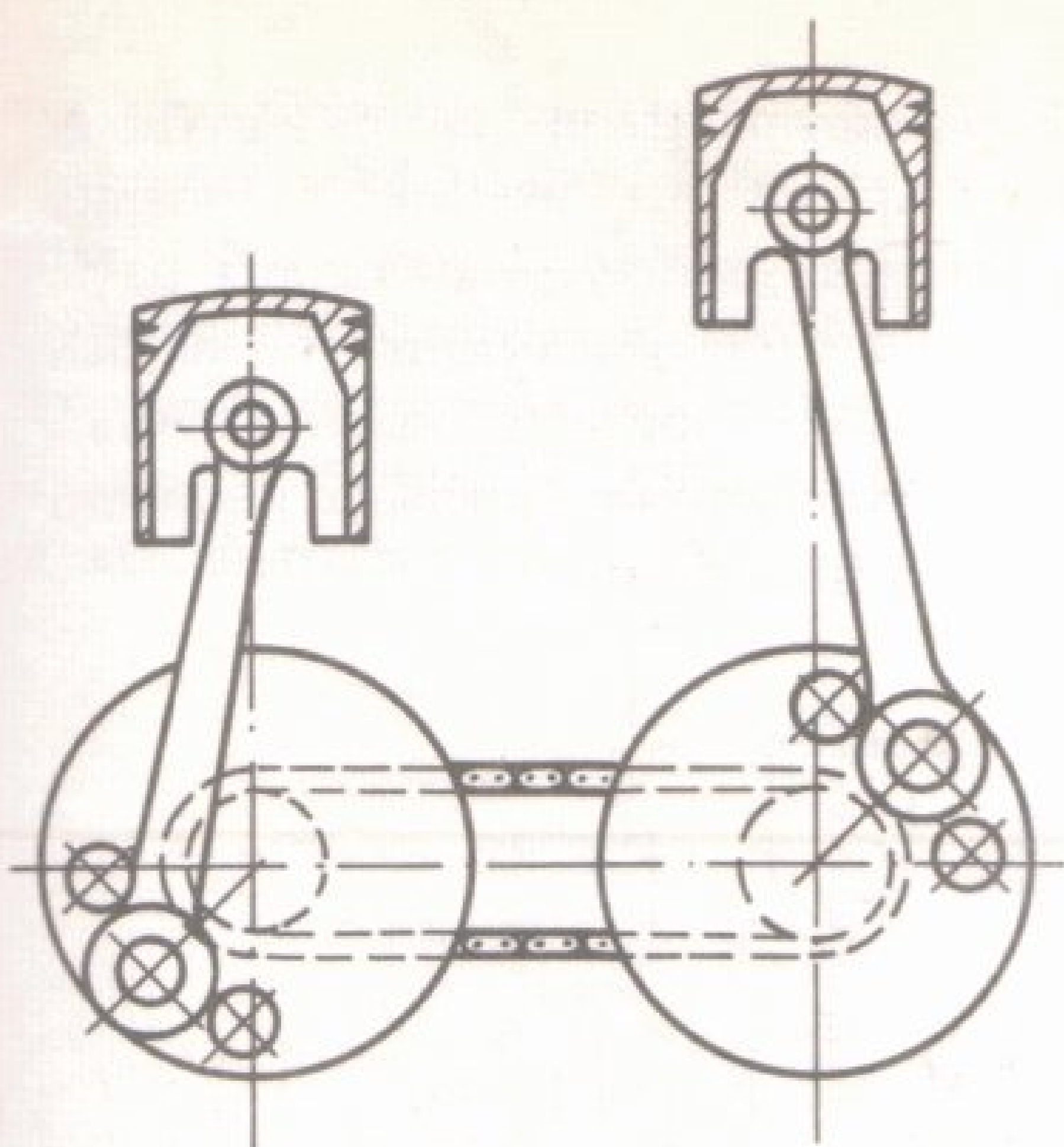
Nezvyklým řešením, které přináší určité výhody, je však koncepce dvouválcového motoru s rovnoběžnými osami válců a se dvěma klikovými hřídeli, jejichž osy jsou rovnoběžné. Oba klikové hřídele jsou spojeny pouze ozubenými koly nebo řetězem. Tato konstrukce však ve svém principu není nic jiného než spojení dvou kompletních jednoválcových motorů převodem. Nevýhodou je složitost, větší hmotnost, vyšší cena, hlučnost a ztráty výkonu spojovacího převodu. Předností je však menší stavební šířka motoru a jednoduchá stavba dvouválce z dvou osvědčených jednoválců bez zásahu do dílů motoru, které by mohly ovlivnit výkonové parametry.

Řešení dvouválcového motoru spojením dvou jednoválcových jednotek s rovnoběžnými osami klikových hřídelů umožňuje velmi dobré vyvážení všech setrvačných sil prvního řádu. Ojniční čepy obou klikových hřídelů musí být vzájemně pootočený o  $180^\circ$  a otáčení klikových hřídelů musí mít stejný smysl. Setrvačné síly posuvných hmot se vyváží potom u každého klikového hřídele na 100%, čímž se dosáhne velmi dobrého vyvážení ve směru os válců. Ve vodorovném směru potom vyrovnávají setrvačné síly protizávaží obou hřídelů. Nevýhodou je složitost motoru a choulostivé převodové spojení klikových hřídelů, které musí být řešeno řetězem nebo ozubenými koly s vloženým mezikolem.

Falešné dvouválce, mohu-li si dovolit použít tento nenormovaný termín, měly důležitou úlohu ve vývoji soutěžních a terénních motocyklů vyšších objemových tříd. Jednoválce s větším vrtáním přinášely u výkonnějších, někdy hůře chlazených a značně namáhaných motorů potíže se zadíráním pístů. Klasické řadové dvouválce působily jezdcům v podmínkách terénní jízdy potíže, neboť příliš rovnoměrný běh s prudkým záběrem vyvolával časté protáčení zadního kola.

K řešení tohoto problému pomohla zdánlivě zcela nelogická úprava v nastavení obou ojnicích čepů do jedné osy. Vznikl tak falešný dvouválec se záběrovou charakteristikou i nerovnoměrností běhu odpovídající jednoválcovému motoru.





Při spojení dvou jednoválcových jednotek je možné dosáhnout příznivých poměrů pro vyvážení

Tyto dvouválce však byly pouze přechodnou vývojovou etapou, neboť nové výzkumy ve stavbě i materiálech pístů, pístních kroužků a válců dovolují postavit spolehlivé jednoválce s vrtáním nad 80 mm a s objemem dosahujícím k hranici 500 cm<sup>3</sup>. Jednoválce jsou po výrobní a zejména pak hmotnostní stránce včetně vyvážení podstatně příznivější než dvouválce se souběžnými písty.

### *Tříválce a čtyřválce*

Rozdělení celkového objemu motoru do většího počtu válců umožňuje získat větší měrný výkon. Při dodržení stejné hodnoty střední pístové rychlosti, která je porovnávacím měřítkem skutečného mechanického namáhání součástí od setrvačných sil posuvných hmot, vzrůstá výkon motoru přímo úměrně pouze s druhou mocninou vrtání válce a nikoli s třetí jako objem jeho válce. U menších jednotek dovoluje přípustná střední pístová rychlost vyšší otáčky, a tedy i vyšší výkon. Početním vyjádřením uvedených skutečností můžeme dospět k závěru, že jednoválec bude mít přesně poloviční maximální výkon než osmiválec stejného objemu s geometricky podobnými rozměry jednotek jako jednoválec.

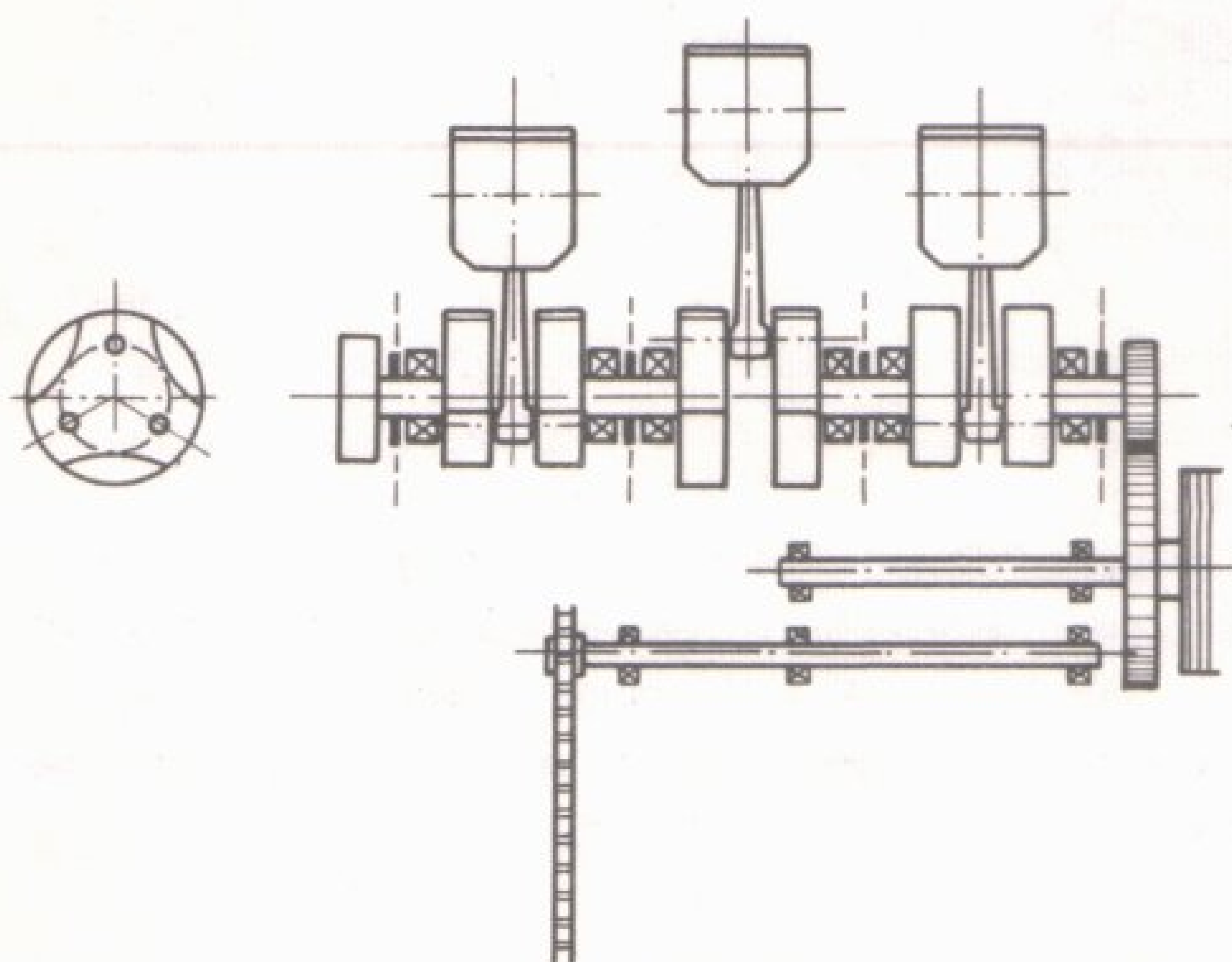
Dvoudobé víceválce se v oblasti jednostopých motorových vozidel nejdříve uplatnily u silničních závodních motocyklů, ale brzy se rozšířily i na sportovní a cestovní stroje vyšších objemových tříd.

Tříválce jsou nejčastěji řadové s motorem příčně uloženým v rámu. Jejich rozšíření je spojeno s japonskou značkou Kawasaki, která své tříválce s objemem 250, 350, 400, 500 i 750 cm<sup>3</sup> prodávala do všech světadílů.

Konstrukčně nejjednodušší řadový tříválec má odběr točivého momentu na straně a rozvod sání písty. Ojniční čepy jsou pro rovnoměrnost běhu úhlově přesazeny o 120°, klikový hřídel je uložen ve valivých ložiskách a utěsněn na



koncích i mezi prvním a druhým válcem a mezi druhým a třetím válcem. Nevýhody dvouválce tohoto systému se pochopitelně u tříválce ještě zvětšují – lisovaný klikový hřídel je náročný na přesné vystředění, jeho opravy jsou složité a navíc přenos točivého momentu přes celý hřídel může být zdrojem deformací a dalších obtíží. Jak však vyplývá ze složitosti jiných konstrukcí dvouválců, bude i u tříválce výhodnější mohutnější dimenzování klikového hřídele než odběr točivého momentu mezi válci, pokud ovšem motor nemá šoupátkový rozvod sání.



Uspořádání řadového tříválce Kawasaki 750 – čárkovaně vyznačeno těsnění klikových prostorů jednotlivých válců

Novým problémem, který u dvouválce není, jsou obtíže s chlazením středního válce. Ke střednímu válci je horší přístup chladicího vzduchu, neboť přímému proudu vzduchu překáží přední kolo a někdy i přední blatník a rám. Vyšší teploty středního válce v porovnání s provozními teplotami vnějších válců rostou zvláště nepříznivě u celkově úzkých motorů s malou roztečí válců, mezi nimiž není dostatečný průchod chladicího vzduchu.

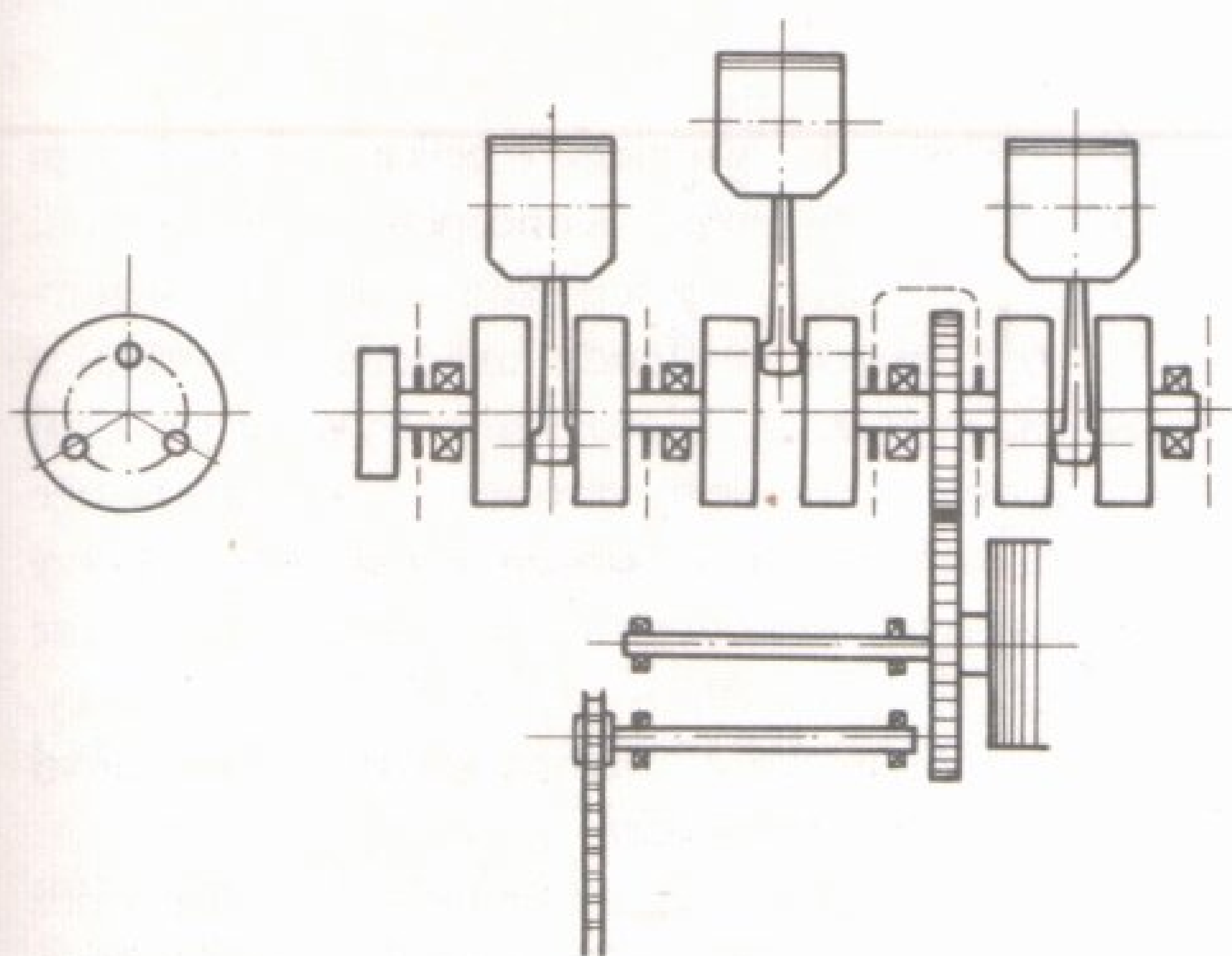
Tyto potíže lze odstranit několika způsoby. Nejspolehlivější je bezpochyby chlazení vodou. Hmotnostně i cenově příznivější je však navádění proudu vzduchu ke střednímu válci a zejména pak k jeho hlavě, například systémem Ram-Air popsaným ve statí „Hlava válce“.

Dalším způsobem je zvětšení roztečí válců, které by zaručilo dostatečný průchod vzduchu mezi válci, avšak důsledkem této úpravy je vzrůst hmotnosti a především šířky motoru, což se projeví zvětšením čelní plochy a odporu vzduchu i snížením maximální rychlosti motocyklu.

Zajímavým a účelným zlepšením chlazení středního válce je konstrukce tříválcového motoru, kde dva krajní válce mají rovnoběžné osy, kdežto osa předního válce je skloněna dopředu. Tato koncepce umožňuje stavbu velmi úzkého motoru



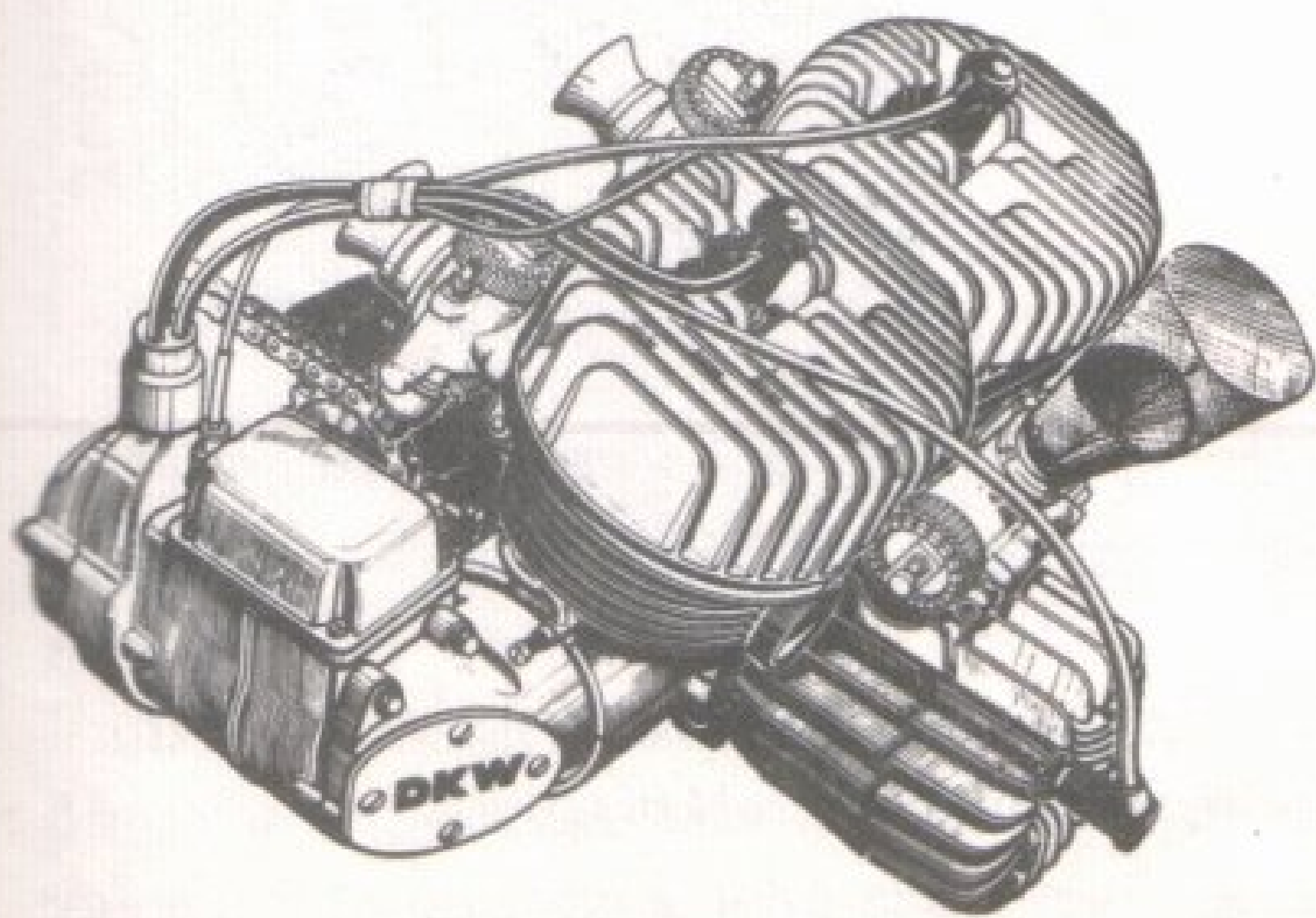
nejen se zřetelem na chlazení, ale i vzhledem k přepouštěcím kanálům, jejichž průřezy se někdy u úzkých řadových motorů musí zmenšovat. Odklon osy středního válce od roviny proložené osami dvou postranních válců není výhodné příliš zvětšovat pro zachování dobré funkce karburátoru, avšak v historii silničních závodních motorů jsme poznali i úspěšný tříválec DKW, jehož střední válec byl vodorovný. U klikového hřídele tříválcového motoru této konstrukce se úhlové přesazení středního ojničního čepu mění s úhlem náklonu středního válce.



U Suzuki 750 je na rozdíl od Kawasaki odběr točivého momentu mezi druhým a třetím válcem

U tříválcových motorů se dosud nevyskytl rozvod šoupátky – pravděpodobně vzhledem k vzniku nepříjemné nesouměrnosti.

Řadové tříválce nedávají zvláště výhodné podmínky pro vyvážení. Posuvné hmoty mají sice nižší hodnoty zásluhou menších jednotek, ale poměrně velké vzdálenosti os válců umožňují vznik nezanedbatelných momentů setrvačných sil. Teoreticky by z hlediska optimálního vyvážení řadového tříválce byl nejpříznivější



Slavný, dnes již historický závodní tříválec DKW



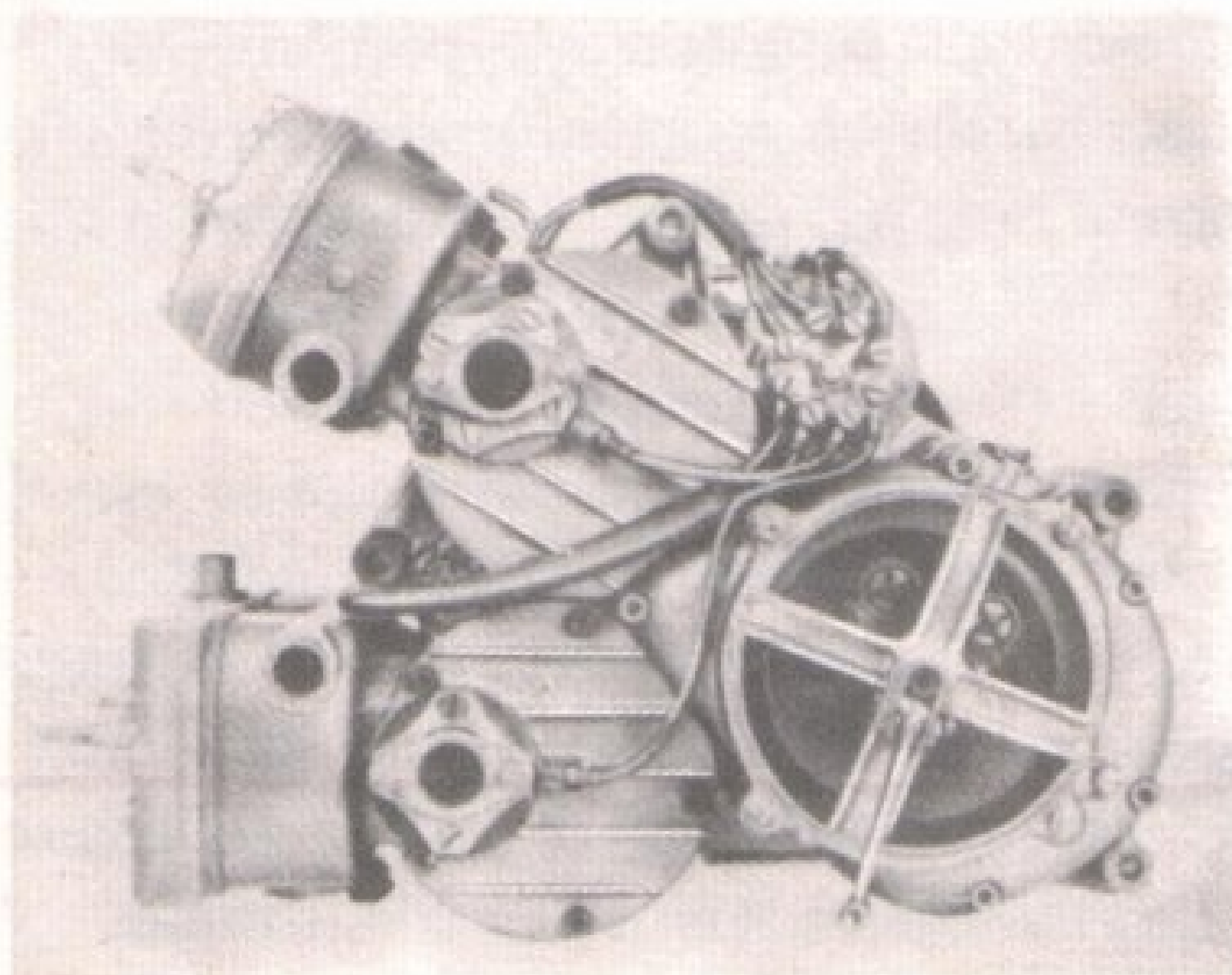
motor s ojnicními čepy krajních válců v jedné ose a se středním ojnicním čepem úhlově pootočeným o  $180^\circ$ ; hodnota posuvných hmot střední jednotky by se ovšem musela rovnat součtu posuvných hmot obou krajních jednotek. Tato koncepce má nevýhodu v nejednotnosti dílů jednotek a ve větší nerovnoměrnosti běhu než u klasického tříválce.

Čtyřválc s dvoudobým pracovním oběhem můžeme zařadit do dvou hlavních skupin:

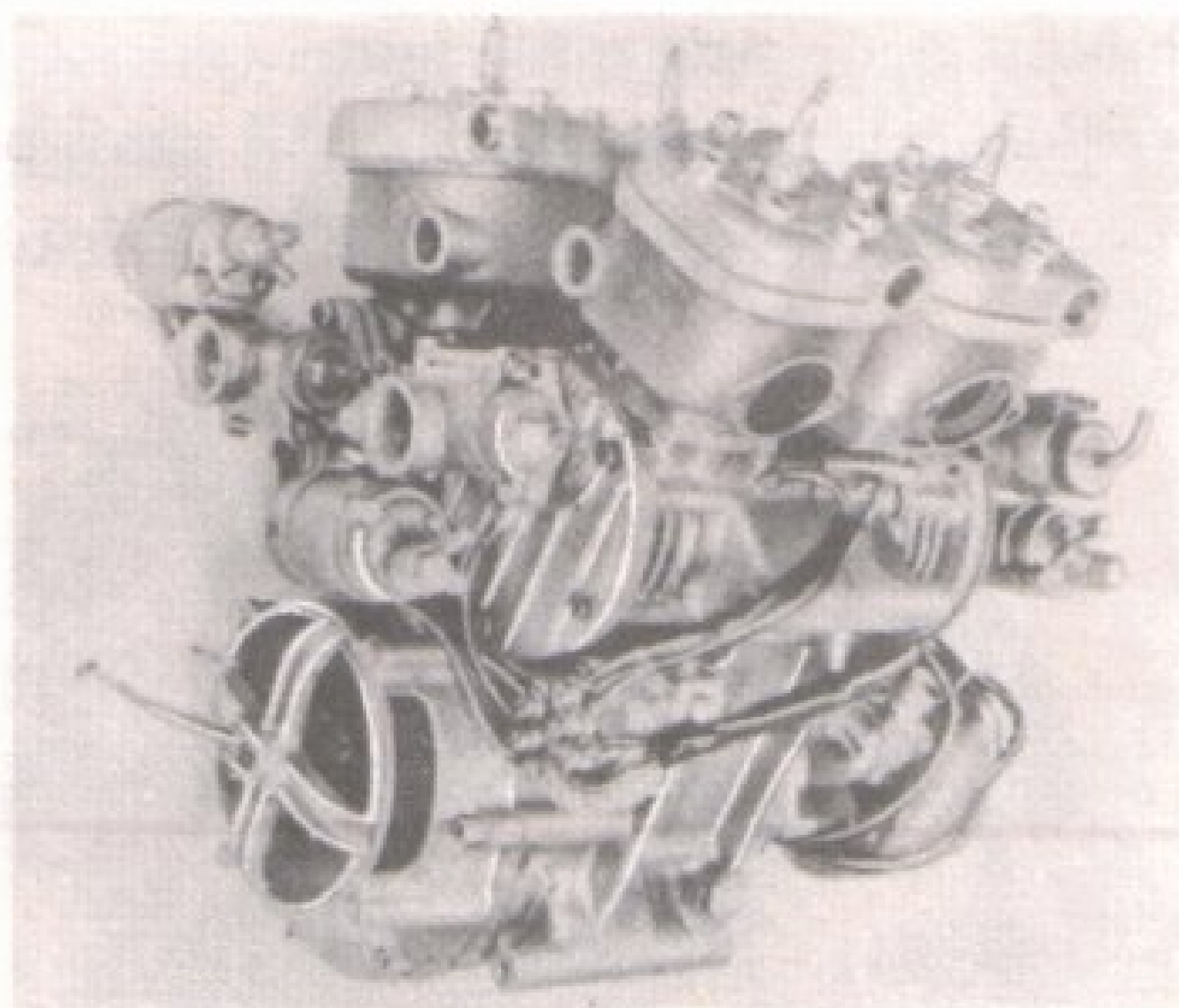
1. *motory s klikovým hřídelem v jedné ose,*
2. *motory s klikovými hřídeli ve více osách.*

První skupina obsahuje čtyřválc s klikovým hřídelem v celku i se složeným pomocí drážkovaných nebo jiných spojovacích prvků. Koncepčně nejjednodušší je první alternativa, kde ojnicní čepy jednotlivých válců jsou úhlově přesazeny o  $90^\circ$ . Motor je uložen příčně v rámu, avšak nevýhody uváděné pro tříválc tohoto systému se u čtyřválc projeví ještě výrazněji. Především je to velká stavební šířka, dále větší namáhání delšího klikového hřídele a výrobní i montážní potíže při sestavování a opravách klikového hřídele. U druhé alternativy se točivý moment odebírá uprostřed ze dvou sousedních klikových hřídelů, což je provozně výhodnější, avšak šířka motoru se tím ještě zvětší. K omezení stavební šířky, která má značný vliv na použitelnost motoru pro cestovní provoz i pro silniční závody, je u všech čtyřválců tohoto typu výhodné chlazení vodou.

U speciálních silničních závodních motocyklů se však dobře uplatňují i čtyřválc druhé skupiny, a to nejčastěji motory s dvěma rovnoběžnými klikovými hřídeli. Klikové hřídele jsou vzájemně spojeny ozubeným soukolím, zpravidla uprostřed motoru, takže každý válec má vlastní klikový hřídel. Tato koncepce umožňuje umístit kotoučové šoupátko i karburátor na vnější straně každého klikového hřídele.



Motor silničního závodního čtyřválce Jawa 350 měl čtyři samostatné klikové hřídele ve dvou rovnoběžných osách



Vodou chlazený čtyřválec Jawa 350 se čtyřmi kotoučovými šoupátky



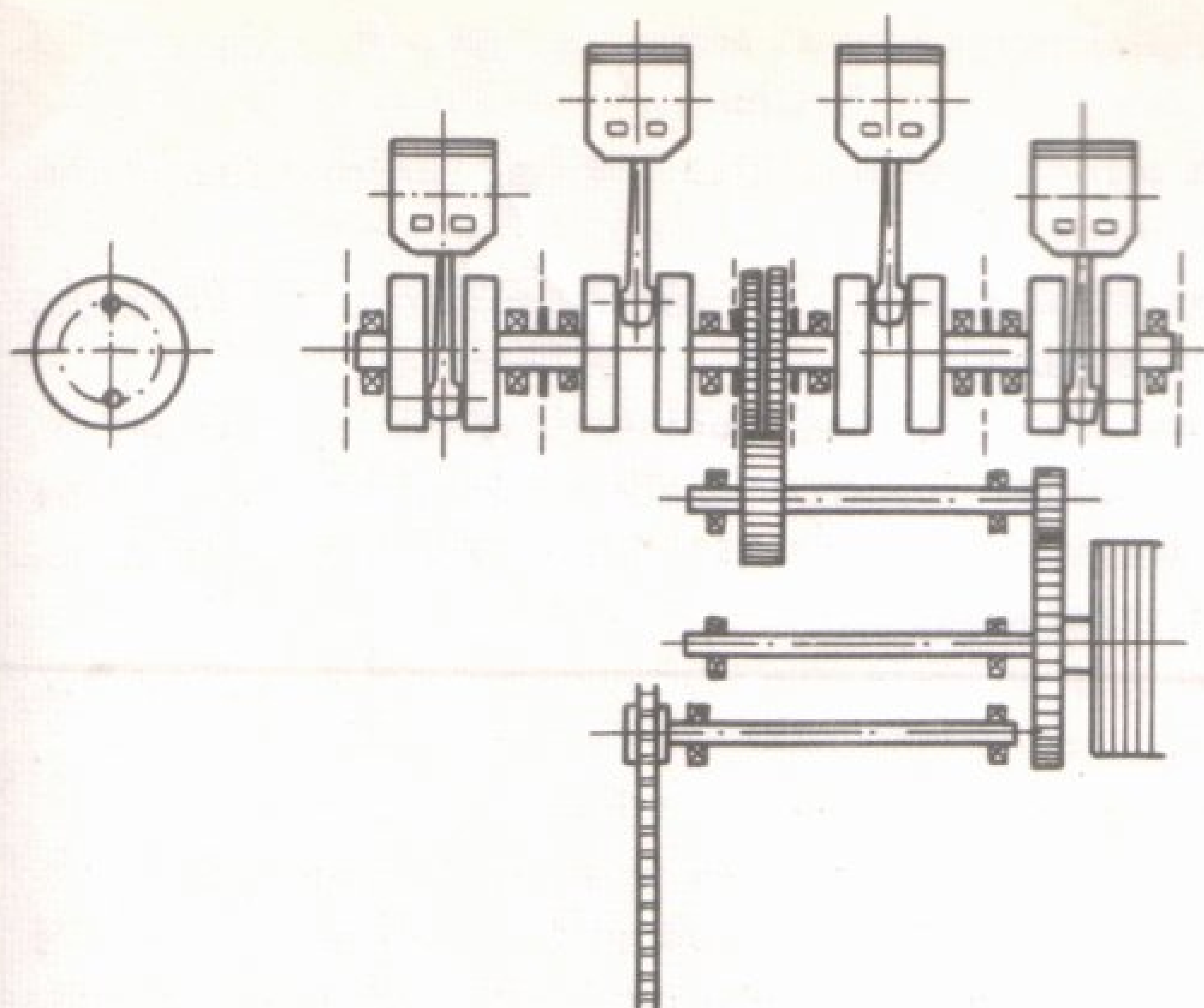


Schéma stavby čtyřválcce Yamaha 700

Osy klikových hřídelů jsou vždy vodorovné a kolmé na směr jízdy, avšak konstruktéři během vývoje zkoušeli různé sklony válců i vzájemné natáčení válců proti sobě. I když tato koncepce je pro silniční závodní motocykl vyšších objemových tříd z hlediska dosažení maximálního výkonu i maximální rychlosti nejvýhodnější, její složitost a nákladnost odrazují výrobce od stavby motocyklů tohoto typu.

Úspěšnou koncepcí silničního závodního motocyklu se čtyřválcovým dvoudobým motorem je konstrukce značky Yamaha pro třídu 750 cm<sup>3</sup>; je to vodou chlazený řadový čtyřválec s odběrem točivého momentu mezi druhým a třetím válcem. Šoupátka zde být nemohou, a tak jejich funkci částečně, avšak pro tuto objemovou třídu úspěšně nahrazují čtyři jazýčkové ventily.

Pozoruhodná je i stavba čtyřválcového motoru König, která vznikla spojením dvou dvouválců s kotoučovým šoupátkem řídícím rozvod sání obou válců. Všechny válce mají vodorovné osy ve směru jízdy vozidla. Největší potíže zde vznikají u tohoto plochého motoru v souvislosti s velkou stavební délkou a s konstrukcí převodu na převodovku při větších osových vzdálenostech.

#### 4.6 MAZÁNÍ MOTORU

Úkolem mazací soustavy motoru je dodávání mazacího oleje stykovým plochám dílů se vzájemným pohybem. Dalším požadavkem na mazání je i vnitřní chlazení motoru, při kterém se olej ochlazuje v zásobní nádrži nebo v chladiči oleje. Vnitřní chlazení však nelze běžným způsobem uskutečnit u motorů s dvoudobým pracovním oběhem, kde olej je strháván zápalnou směsí do pracovního prostoru válce a kde dochází k jeho spalování společně s palivem.



Důležitou funkcí mazání je i ochrana kovových dílů motoru před oxidací a dalšími chemickými vlivy.

U motocyklových motorů, a to čtyřdobých i dvoudobých, rozeznáváme v souhlasu s ČSN čtyři základní druhy mazání:

1. *rozstřikovací mazání*, při němž jsou plochy mazány olejem rozstřikovaným úderem klikového ústrojí na jeho hladinu;

2. *tlakové mazání*, kde olejové čerpadlo čerpá olej buď ze spodku klikové skříně, nebo ze samostatné nádrže u mazání se suchou klikovou skříní a dodává jej na důležitá místa. Olej stéká do vany pod klikovou skříní; u mazání se suchou skříní jej odčerpává zvláštní sací čerpadlo do nádrže;

3. *mazání čerstvým olejem*, při němž je olej dodáván ze samostatné nádrže v množství, které se spotřebuje;

4. *mazání mastnou směsí*, kde je olej rozmíchán v palivu.

Prvně uvedený druh mazání vyhovoval pouze na nejstarších čtyřdobých motorech, kdy se ještě nesledovaly výkonové ani ekonomické parametry. Tlakové mazání je dnes jediným druhem mazání moderních motocyklových i automobilových motorů se čtyřdobým pracovním oběhem. U čtyřdobých motocyklů je na rozdíl od automobilů častější tlakové mazání se suchou klikovou skříní.

Mazání čerstvým olejem je dnes u čtyřdobých motorů velmi vzácné, avšak u čtyřdobých plochodrážních motocyklů Jawa se pro svou jednoduchost a malou hmotnost dobře osvědčuje.

Vraťme se však k dvoudobým motocyklům, jimž je věnována tato kniha.

Na rozdíl od dosud platné normy, kde do mazání mastnou směsí je zahrnuta i dodatečná dodávka oleje do hotové směsi paliva se vzduchem (tj. až za karburátorem), se v praxi rozděluje mazání dvoudobých motorů na mazání mastnou směsí a mazání čerstvým olejem, které obsahuje všechny druhy oddělené dodávky oleje, a to přímo do motoru nebo i do karburátoru.

### *Mazání mastnou směsí*

Mazání mastnou směsí se uvádí jako přednost dvoudobého motoru, neboť snižuje pořizovací náklady i možnost poruchy. Je to však mazání ztrátové, u něhož se přivedený olej zčásti spálí při hoření zápalné směsi a zčásti odchází výfukovým potrubím v podobě dehtu. Jeho zbytky, ať karbon v pracovním prostoru válce, nebo dehet v tlumiči výfuku, způsobují provozní potíže a plynné složky výfuku pak nadměrně znečišťují ovzduší.

U moderního dvoudobého motoru se nyní olej s benzínem běžně mísí v poměru 1 : 30 až 1 : 40, s výjimkou maloobjemových motorů, kde se předepisuje poměr 1 : 25 nebo výjimečně i 1 : 20. Motory sportovních motocyklů, a zejména pak silničních závodních, terénních nebo soutěžních, jsou mimořádně namáhané, a proto je u nich běžný poměr mazání 1 : 25 a jen zřídka 1 : 30. Poměr 1 : 20, doporučovaný ještě před několika lety i pro cestovní motocykly, je dnes obvyklý

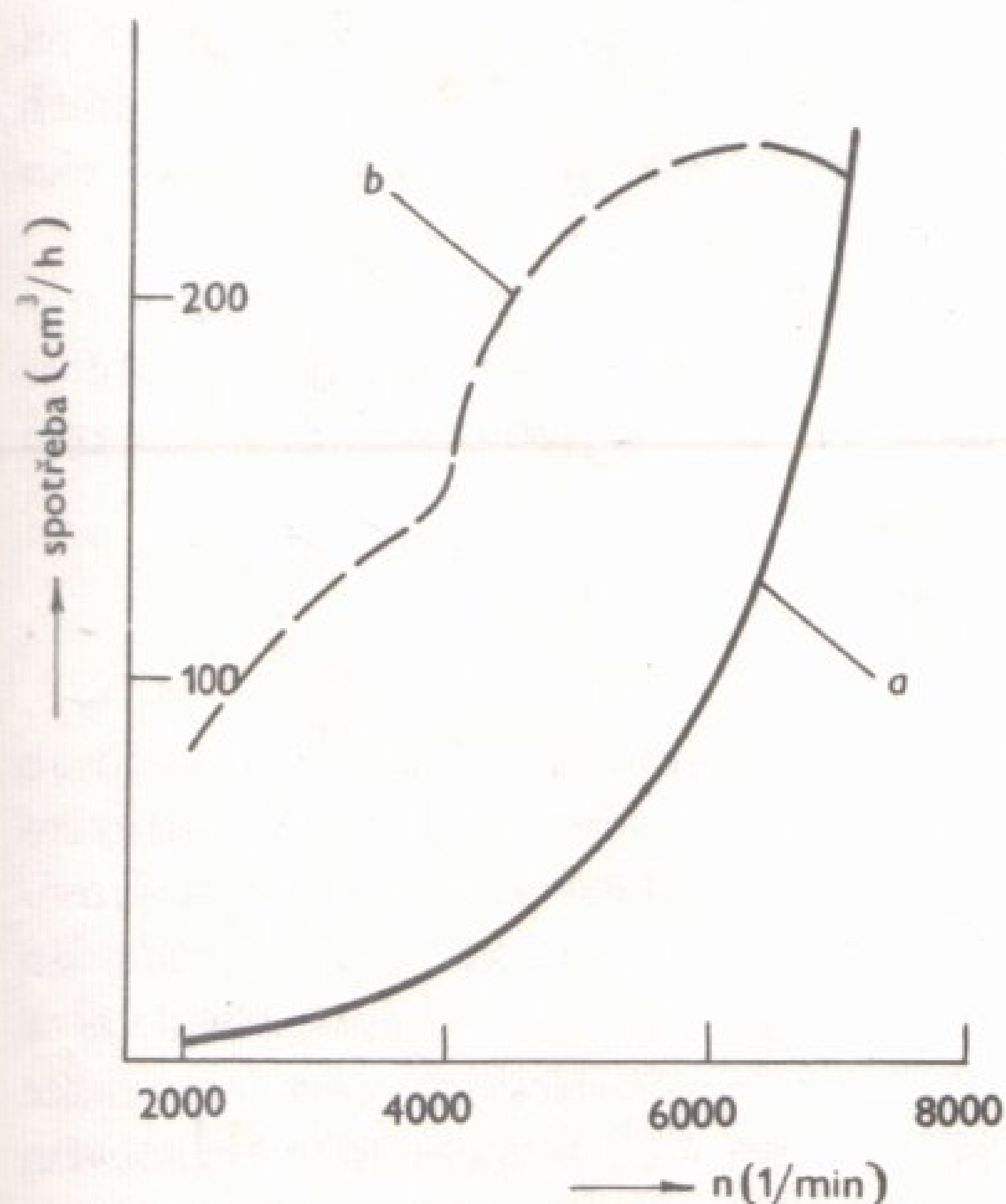


pouze pro záběh motoru. Větší množství oleje nepomůže nijak k lepšímu mazání, jak se mnozí mladí jezdci domnívají, spíše zhoršuje běh motoru vlivem již zmíněných úsad, což platí i pro sportovní motocykly, kde navíc větší množství oleje zhoršuje i funkci karburátoru.

Problémy s mazáním nejvíce zatížených motorů se řeší trojím způsobem:

- 1 – vývojem speciálních olejů pro dvoudobé motory (bude uvedeno dále);
- 2 – samostatným mazáním ložisek klikového hřídele;
- 3 – odděleným mazáním čerstvým olejem.

Při přivádění oleje do motoru jako součásti zápalné směsi nejsou zcela spolehlivě mazána ložiska klikového hřídele, poněvadž neleží v jejím přímém proudu. Proto jsou přepouštěcí kanály ve spodní části spojeny otvorem s prostorem ložiska. Olej, který ulpí na stěnách přepouštěcího kanálu, stéká těmito otvory, a to hlavně při nižších otáčkách anebo za klidu motoru, do ložisek. To by však nestačilo, a proto je na každé boční stěně klikové skříně jedna radiálně vedená drážka, v níž se zachycuje olej, který se po této stěně vlivem rotace ramen klikového hřídele pohybuje. Takto zachycený olej se též vede kanálkem do prostoru ložiska.



Porovnání spotřeby oleje podle japonské studie u motocyklu Yamaha 125, typ A7. Spotřeba je v diagramu vyznačena při plném otevření šoupátka:  $a$  – oddělené mazání s čerpadlem Yamaha,  $b$  – mazání mastnou směsí 1 : 20. Rozdíly jsou zvláště při nízkých otáčkách výrazné

Někdy se oddělují ložiska klikového hřídele od prostoru klikové skříně těsnicími kroužky a mažou se průtokem čerstvého oleje – nejčastěji ze skříně převodovky, s níž jsou spojena buď přímo (u ložiska na straně primárního převodu), nebo průtokovým a odtokovým kanálkem u ostatních ložisek. Toto uspořádání má výhodu ve spolehlivém mazání ložisek a zamezuje také tvoření úsad na jejich oběžných plochách, nevýhodou je složitější výroba.



Mazání mastnou směsí je sice výrobně i provozně jednoduché, avšak přináší řadu nesnází, z nichž některé lze řešit jen obtížně. Základní nevýhodou je dodávka nadbytečného množství oleje do motoru, a to především při nižších otáčkách a menším zatížení. Mazací poměr oleje a benzínu musí být stanoven pro extrémní případ, kdy motor vyžaduje největší množství oleje. Ve všech ostatních podmínkách je motor přemazáván. Nadbytečné množství oleje se v minulosti projevovalo především úsadami na elektrodách svíček a z toho vyplývajících poruchami svíček. Tento dříve tradiční problém dvoudobých motorů z hlavní části odstranil vývoj speciálních olejů pro tento účel.

Přebytek oleje však působí největší potíže ve výfukových plynech, které jsou dnes podstatně nepříjemnější než vzniklé úsady v motoru. Při mazání mastnou směsí se olej spolu s benzinem rozprašuje v karburátoru a část olejové mlhy, která přijde z klikového do pracovního prostoru, se zde neúplně spálí. Množství úsad v motoru se může omezit tzv. detergentními přísadami v oleji, avšak nelze je vyloučit z výfukových plynů. Kouření vznikající při akceleraci a trvale více zatíženém motoru se spolu se zápachem stalo neslavným symbolem dvoudobých motorů.

Dalším záporem mazání mastnou směsí je nedostatečné mazání motorů cestovních a sportovních motocyklů na dlouhých sjezdech, vyskytujících se hlavně na dálnicích. Nedostatek oleje se projevuje i u soutěžních a silničních závodních motocyklů. V soutěžích jsou zařazeny i sjezdy s několika sty metry výškového rozdílu a často v těchto úsecích jezdec nepřidá vůbec plyn.

Nejhůře však nedostatečné mazání postihuje motory silničních závodních motocyklů, které obvykle nemají seřazený běh naprázdno, ale jejich ovládání umožňuje úplné uzavření přívodu směsi do motoru. Při brzdění motorem tedy běží tyto stroje bez dodávky oleje.

### *Oddělené mazání*

Výrobci dvoudobých silničních závodních motocyklů zavedli jako první způsob odděleného mazání, které bylo později převzato i pro cestovní stroje. Konstrukční řešení jsou rozličná, avšak jejich princip je shodný. Olej se dopravuje ze samostatné nádrže speciálním dávkovacím čerpadlem do karburátoru nebo přímo do motoru na mazaná místa, odkud se již nevrací zpět. Ve všech těchto případech se čerpadlo pohání od klikového hřídele motoru mechanickým převodem, takže počet dávek čerpadla je stále úměrný otáčkám motoru a je závislý na převodovém poměru mezi klikovým hřídelem a čerpadlem. Proměnná je však velikost dávek, která závisí na poloze otevření šoupátka karburátoru. Čerpadlo je lanovodem spojeno s otočnou rukojetí a při úplném otevření karburátoru současně nastává plný zdvih pístku čerpadla. Při běhu naprázdno je naopak zdvih pístku téměř nulový. Vlivem proměnného zdvihu pístku čerpadla a tím i dodávky oleje mění se vlastně mazací poměr, a to v rozsahu asi 1 : 20 až 1 : 150.

Způsob zavedení takto dávkovaného oleje do motoru je již značně rozdílný u jednotlivých výrobců motocyklů. Tak kupříkladu japonské motocykly Yamaha —



závodní i cestovní — mají systém Autolube, který vede olej do sacího hrdla mezi karburátorem a válcem. Tam se strhává prouděním palivové směsi a dostává se již běžným způsobem na mazaná místa.

U mazání Auto-Union je olej od čerpadla veden do emulzní komory karburátoru, kde se smísí s benzínem a odtud se již jako směs přivádí do difuzéru karburátoru. Tento způsob je proti předešlému výhodnější pro lepší smíšení oleje s palivem. Na vozech Auto-Union byla též kontrolka mazání reagující na průtok oleje přívodním potrubím.

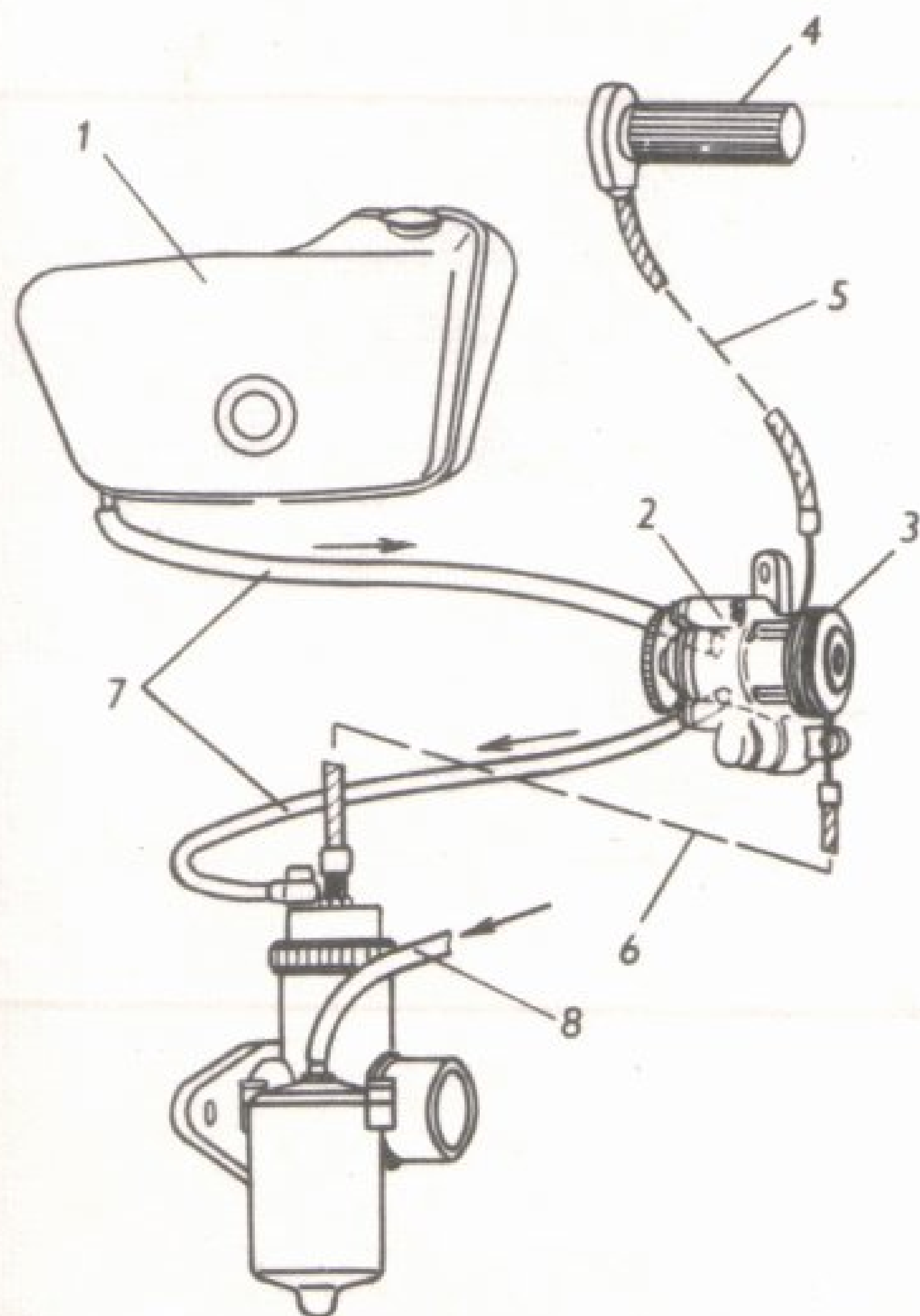


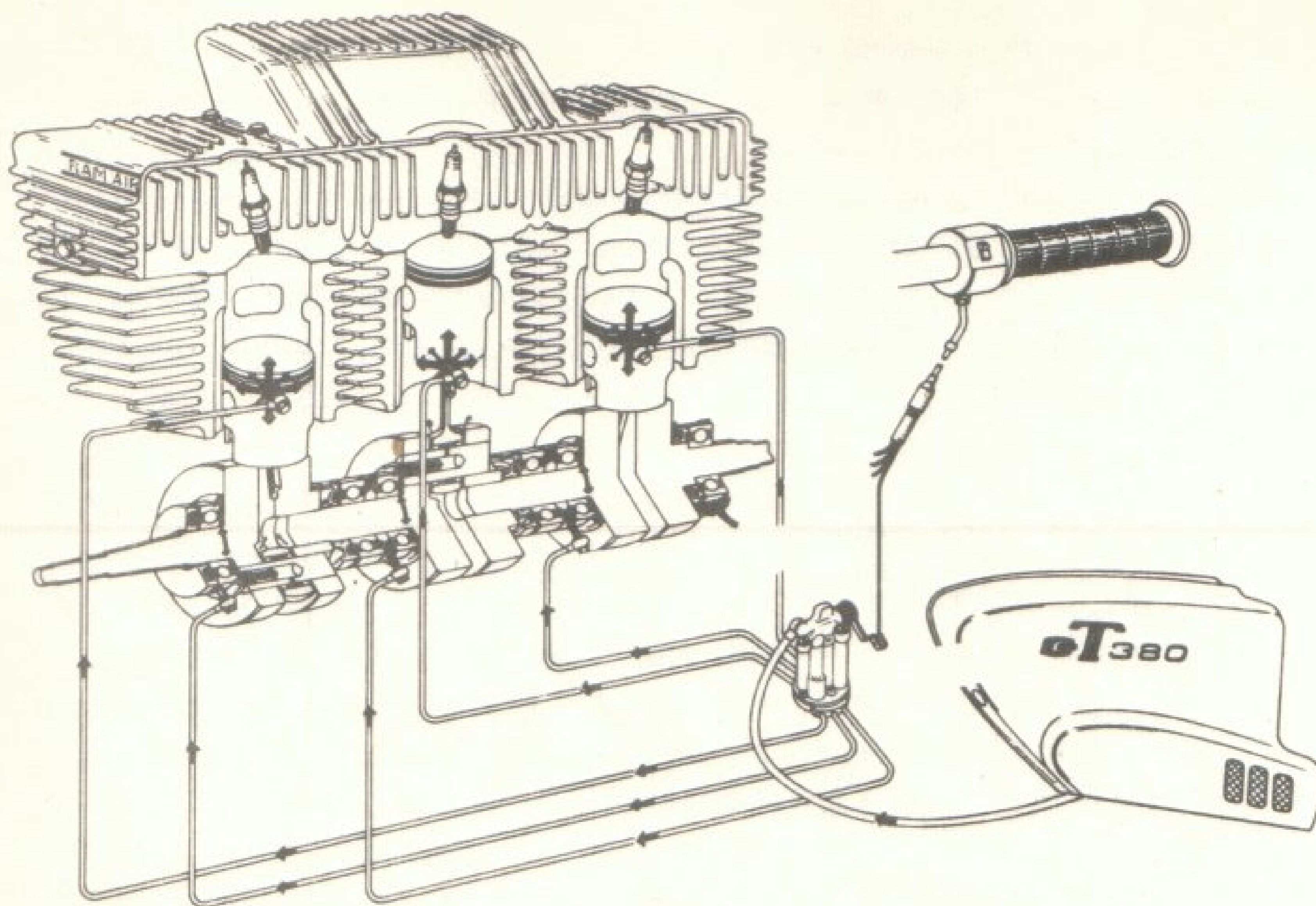
Schéma odděleného mazání Jawa-Oilmaster:

1 — nádrž oleje, 2 — čerpadlo oleje, 3 — sdružené ovládání karburátoru a čerpadla, 4 — plynová rukojeť, 5 — lanovod od rukojeti, 6 — lanovod plynu, 7 — mazací potrubí, 8 — palivové potrubí

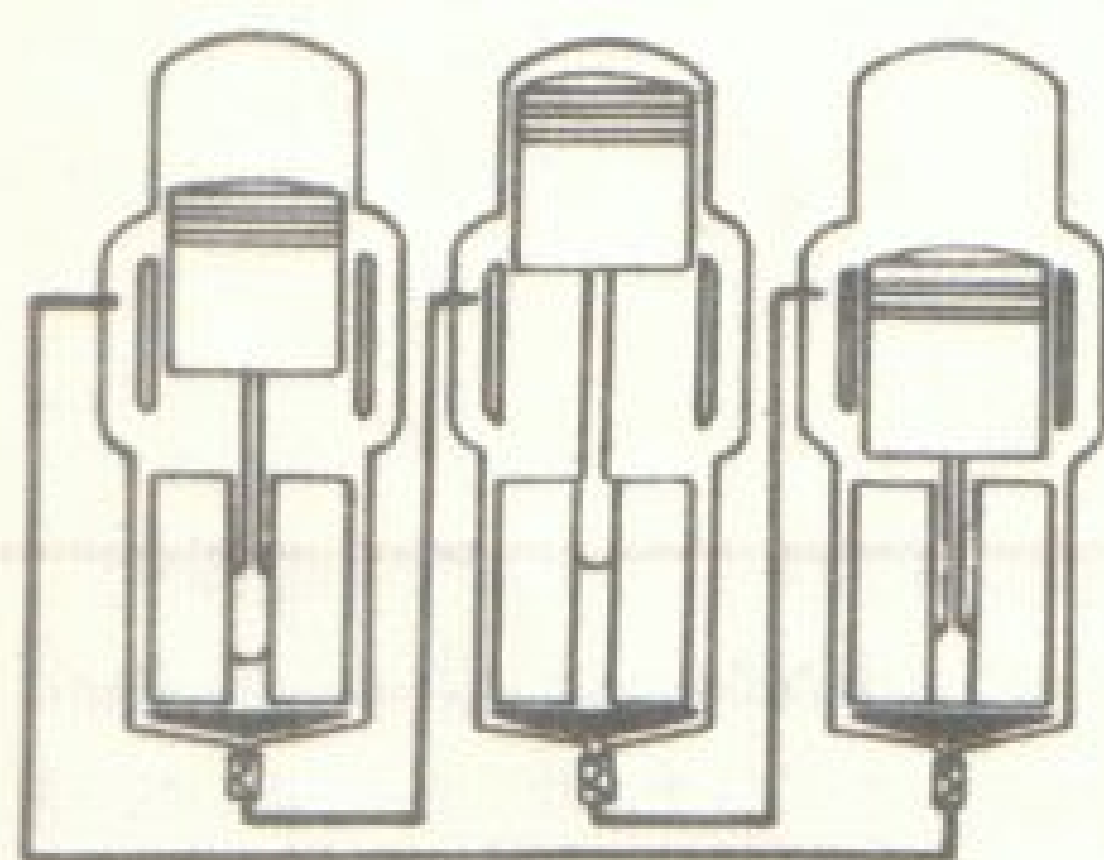
Těmto systémům je podobné i oddělené mazání Jawa-Oilmaster, u něhož se dávkovaný olej vede stěnou šoupátka do místa nejrychlejšího proudění vzduchu difuzérem za jakéhokoli otevření šoupátka, což opět zaručuje nejjemnější rozprášení oleje. Tento systém má navíc ovládání šoupátka karburátoru lanovodem vedeným přes čerpadlo tak, aby se při jakémkoli uvolnění lanka vždy nejprve zvětšil zdvih čerpadla a teprve potom šoupátka karburátoru.

Firma Suzuki vyvinula pro všechny své dvoudobé motory mazací systém Posi-Force. Olej se od dvouvývodového dávkovacího čerpadla vede k ložiskům klikového hřídele. Z nich vytéká do sběracích kroužků spojených s vnějšími rameny klikového hřídele a protéká dále do otvorů ojničních čepů, projde ojničními ložisky a rozstříkuje se po stěnách válců i na pístní čep. Toto mazání je zvláště výhodné pro životnost klikových a ojničních ložisek, poněvadž jimi prochází čerstvý nespálený olej.





a



b

Oddělené mazání tříválce Suzuki GT 380

Podobnou konstrukci označovanou systémem Injectolube zavedla u svých strojů i firma Kawasaki s tím rozdílem, že část oleje je vedena k ložiskům a část do komor rotačních šoupátek, která jsou tedy též mazána.

Zajímavý a zvlášť pro závodní motocykly výhodný je mazací systém Saab bývalých dvoudobých tříválcových automobilových motorů, u nichž byl olej dopravován ke všem ložiskům klikového hřídele, pak byl volně rozstříkován, ale kromě toho přicházel do všech válců malými otvory ústícími v blízkosti přepouštěcích kanálů. Čerpadlo mělo sedm vývodů.

### *Seřizování olejového čerpadla*

Velmi obtížné je u odděleného mazání každého typu dosáhnout optimálního množství dodávaného oleje v závislosti na otáčkách i zatížení motoru. První podmínkou úspěchu je stanovení správných hodnot dodávek oleje. Výzkumy

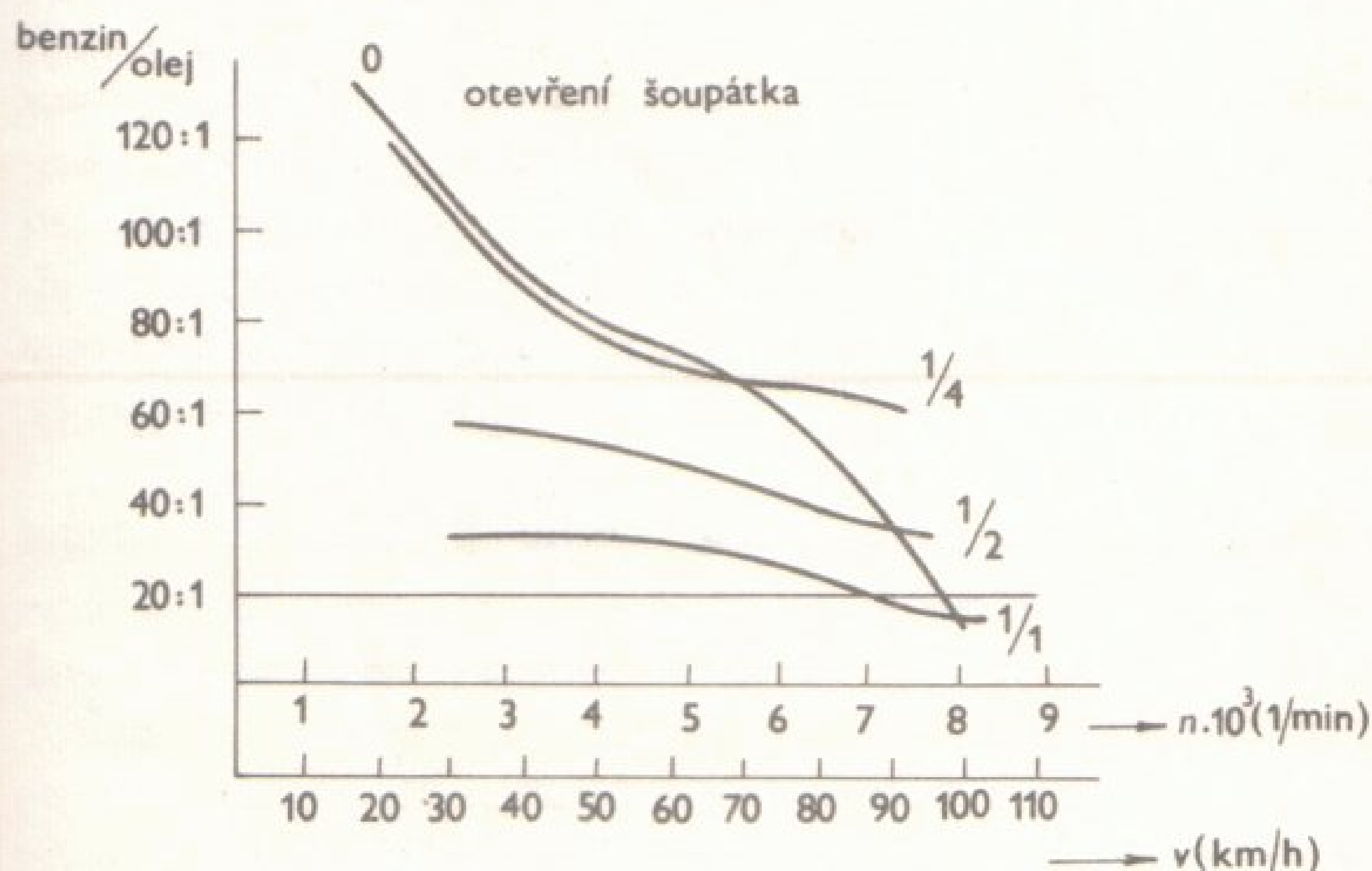


v této oblasti jsou i pro dobře vybavenou zkušebnu výrobce motocyklů dosti zdoluhavé a nákladné. Druhou a opět odborně náročnou prací je seřízení čerpadla podle požadovaných provozních potřeb motoru.

Při svépomocné přestavbě motoru s mazáním mastnou směsí na oddělené mazání je nutné si nejprve obstarat vhodné čerpadlo.

Olej by se měl zavádět na místa podle systému odpovídajícího zakoupenému čerpadlu tak, aby se maximálně využilo zkušeností výrobců.

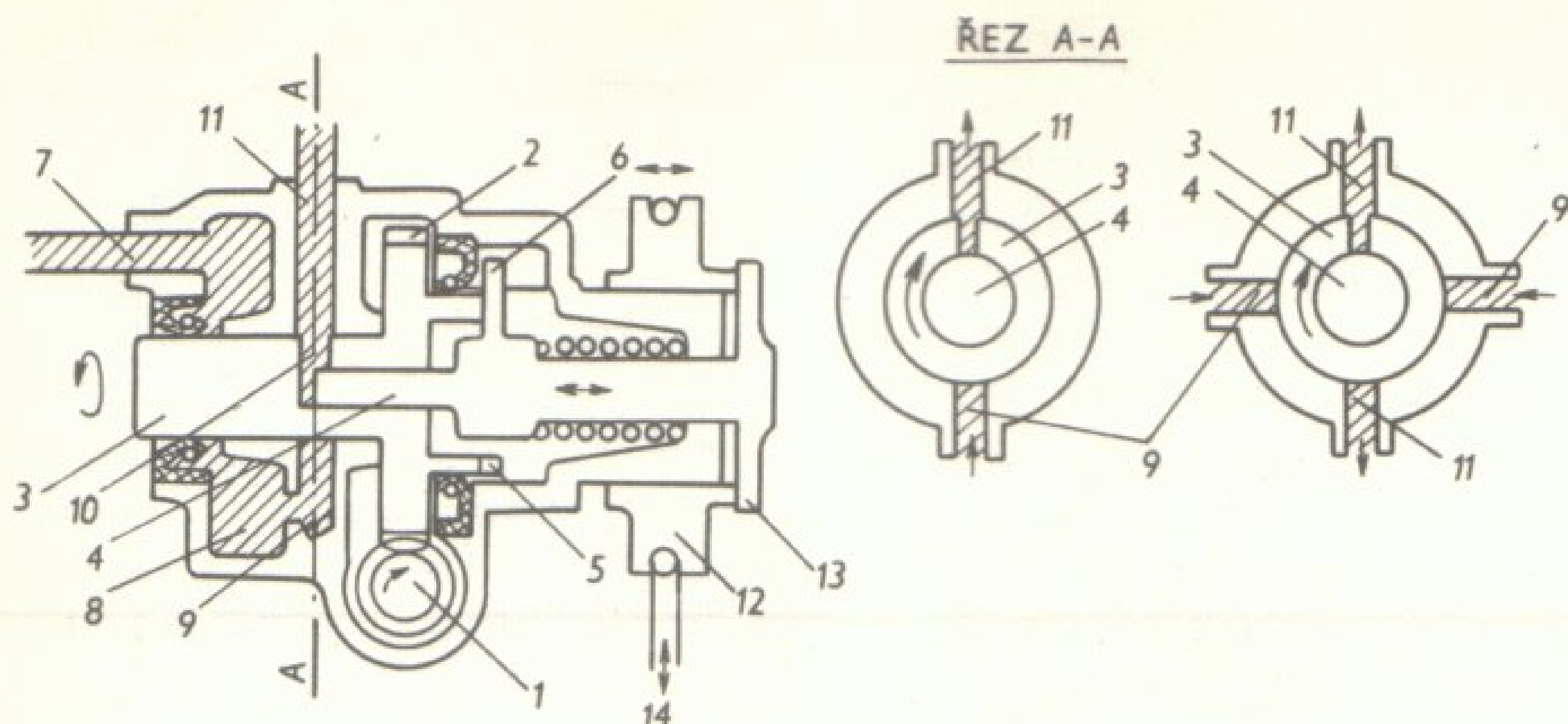
Po rekonstrukci motoru z mazání mastnou směsí na oddělené mazání bychom měli pro kontrolu zjistit poměr oleje k benzínu při různém otevření šoupátka. Uvedeme zde tento dosti složitý postup, neboť může sloužit k ověření seřízení čerpadla i u motoru, který má oddělené originální mazání od výrobce. Zjednodušeně můžeme říci s určitou přibližností, že v praxi dvoudobých motorů s odděleným mazáním se osvědčily hodnoty poměru 1 : 20 až 1 : 25 při maximálním zatížení motoru, tj. při plném otevření šoupátka. Tato hodnota také potvrzuje vyšší poměr oleje v benzínu vyžadovaný pro mazání směsí u sportovních a speciálních motocyklů proti motorům cestovních strojů, které pracují jen výjimečně při plném otevření šoupátka.



Zajímavý diagram, který byl zveřejněn firmou Yamaha, udává skutečný poměr benzínu k oleji při různém otevření šoupátka v závislosti na otáčkách motoru nebo rychlosti jízdy na nejvyšší stupně u Yamahy 125 A7 s odděleným mazáním

Při zavírání šoupátka se má poměr zmenšovat až k hodnotě 1 : 150 pro seřízení běhu naprázdno. Celá záležitost není však zdaleka tak jednoduchá, jak na první pohled vypadá. Hledaný poměr ovlivňuje i měrná spotřeba benzínu, která může být při malém zatížení abnormálně vysoká a svůj význam má i obtížné seřízení čerpadla na minimální dodávané množství. Často se ani zkušeným výrobcům motorů nepodaří zajistit optimální seřízení čerpadla, a proto hodnoty poměru 1 : 20 až 1 : 150 i požadavky na jeho plynulou změnu mají značné tolerance.





Čerpadlo oleje Yamaha: 1 – šroubové kolo, 2 – šroubové kolo, 3 – rozdělovač, 4 – pístek, 5 – vačka pístku, 6 – vodící kolík vačky pístku, 7 – olej, 8 – olejový objem, 9 – sací otvor, 10 – olejový otvor, 11 – přívod, 12 – seřizovací řemenice, 13 – seřizovací destička, 14 – spojení s karburátorem

Pro určení poměru oleje k benzínu při různém otevření šoupátka nejprve zjistíme skutečnou spotřebu benzínu.

Šoupátko postupně zajistíme v několika předem zvolených polohách a projedeme rovný úsek dlouhý například 1 km. Odběr benzínu je pro tento účel nejvhodnější z malé pomocné nádrže upevněné na palivové nádrži. Při letmém projetí začátku úseku přívod z pomocné nádrže zastavíme. Nedošlo-li nesprávnou manipulací k přepuštění paliva z jedné nádrže do druhé, můžeme pomocí kalibrované nádoby snadno zjistit skutečnou spotřebu benzínu při jednotlivých polohách šoupátka.

Poměr dodávaného oleje ke spotřebovanému benzínu při zvoleném zdvihu šoupátka určíme podle následujícího vztahu:

$$m = \frac{125h_p d^2 p_c}{s_x r_v p_p},$$

kde  $m$  je poměr oleje k benzínu (při daném zdvihu šoupátka karburátoru),

$h_p$  – zdvih pístku čerpadla (mm),

$d$  – průměr pístku čerpadla (mm),

$p_c$  – celkový převod mezi klikovým hřídelem a zadním kolem,

$s_x$  – naměřená spotřeba paliva na 1 km při daném otevření šoupátka (mm<sup>3</sup>),

$r_v$  – valivý poloměr pneumatiky (z tabulek),

$p_p$  – celkový převod mezi klikovým hřídelem a čerpadlem.

Takto kontrolujeme poměr oleje k benzínu při různých polohách šoupátka, pro které jsme změřili skutečnou spotřebu benzínu i příslušný zdvih pístku čerpadla.

Výsledkem této kontroly i výpočtu jsou body, které vyneseme do diagramu závislosti poměru oleje k benzínu na poloze šoupátka. Tím jsme však získali



pouze vztahy pro poměry při plynulé jízdě na rovině. Podobnou zkoušku bychom měli opakovat při jízdě se stoupáním různých hodnot i při přetáčení motoru za jízdy ze svahu a sledovat rychlost jízdy i otáčky motoru. Pro první hrubou orientaci se obvykle zkouší pouze na rovině. Nesplňuje-li zjištěná závislost ani přibližně náš požadavek, musíme zasáhnout do seřízení dávkování čerpadla a celé měření opakujeme.

### *Motorové oleje*

Motorové oleje prošly snad stejně rychlým vývojem jako vlastní motory. Druh a jakost oleje má velký vliv na správnou funkci motoru. Můžeme bez nadsázky říci, že dnešní moderní výkonný dvoudobý motor by nebyl schopný normálního provozu ani na nejlepší druhy oleje z předválečné výroby.

Vývoj olejů pro mazání dvoudobých motorů můžeme rozdělit do čtyř hlavních etap.

Během prvního období, které skončilo v polovině padesátých let, se dvoudobé motory běžně mazaly oleji pro čtyřdobé motory. V této době byly proto také značné potíže s vytvářením úsad v motoru a dekarbonizace byla součástí běžné údržby stroje.

Druhá vývojová etapa probíhala na přelomu padesátých a šedesátých let v souvislosti s rozvojem výroby dvoudobých motocyklových i automobilových motorů. Během tohoto období bylo uvedeno na světový trh mnoho jakostních olejů pro dvoudobé motory obsahujících aditivity, tj. příměsi, které již v nepatrném množství mění vlastnosti olejů.

Ve třetím období, v polovině a na konci šedesátých let, přišly do sériové výroby systémy odděleného mazání čerstvým olejem a vzrostl i měrný výkon dvoudobých motorů. Byly vyvinuty nové druhy olejů odpovídajících svými vlastnostmi požadavkům odděleného mazání.

Čtvrté období začalo na počátku sedmdesátých let, kdy do vývoje motorových olejů zasáhlo několik naftových monopolů. Vzrůstající požadavky na jakost mazání nejsou dnes jediným požadavkem na motorový olej, ale do popředí se dostávají i problémy se škodlivostí plynů vzniklých nedokonalým spálením těžkých uhlovodíkových frakcí mazacích olejů.

V současnosti se ve světě vyrábějí tři základní druhy olejů:

- a) na bázi chemické (syntetické oleje),
- b) na bázi minerální,
- c) na bázi ricinu (pro závodní účely).

Každý z těchto druhů má své výhody i nevýhody, a proto je nutné se rozhodnout, kterou z vlastností hledáme. Moderní druhy olejů jsou však často kombinací uvedených základních typů a navíc obsahují mnoho přísad.

Chemické oleje bývají nazývány čistými oleji pro hoření poměrně bez kouře a sazí. Někdy je obtížné určit čistý chemický olej, neboť minerální i ricinové oleje



mívají též chemické přísady; v tom případě je rozhodující sdělení výrobce. Chemické oleje však nemají odpovídající viskozitu při vysokých teplotách ve srovnání s ricinovými oleji nebo s oleji s ricinovými přísadami. Jejich směs s palivem proto musí být bohatší — obvykle v poměru 1 : 15 až 1 : 20. Chemické složky způsobují někdy různé zabarvení svíčky (šedé, oranžové, žluté), což však není na závadu. Tyto oleje se mísí velmi dobře s palivou, avšak jsou citlivější na zvýšení atmosférické teploty nebo teploty motoru, proto podíl oleje v palivu by se měl zvyšovat úměrně vzrůstu teploty.

Minerální oleje jsou střední cestou — jsou vcelku čisté, odolné proti teplu. Poměrně bezpečný je doporučovaný poměr 1 : 20 i pro sportovní účely. Tyto oleje jsou vhodné pro ploché travnaté dráhy, terénní závody a soutěže.

Ricinové oleje byly prvními typy olejů používaných pro ryze sportovní účely. Jsou jedny z nejlepších mazadel a chladicích prostředků, avšak mají složitější přípravu mazání. Mísí se špatně s palivem, proto se doporučuje pečlivé rozmíchání s malým množstvím paliva a potom teprve přidání ve vhodném poměru do celkového objemu paliva. Jejich viskozita je vynikající i při vysokých teplotách; poměr olej/palivo může být proto nižší. Jsou známy i příklady úspěšného použití poměru 1 : 40 a někdy dokonce i 1 : 50; všeobecně doporučovaný poměr je i pro podmínky závodu 1 : 20 až 1 : 30. Ricinová mazadla však způsobují potíže při spouštění stroje nebo zhoršují výkon při vysokých otáčkách — proto se doporučuje teplejší svíčka. Nutná je rovněž důsledná dekarbonizace, neboť dochází ke vzniku usazenin. Motory mazané ricinovými oleji mají též sklon ke kouření. Typický je i pach spáleného ricinového oleje, který příznivci závodění označují za nejkrásnější vůni.

V praxi je výběr vhodného oleje pro dvoudobý motocyklový motor vcelku jednoduchý. V ČSSR byl vyvinut a pro cestovní provoz i všechny druhy sportovních podniků je k dispozici úspěšný univerzální olej pro dvoudobé motory s označením M2T. Z kvalitních zahraničních olejů je možno doporučit pro speciální terénní nebo soutěžní motocykly například olej Castrol TWO-STROKE SAE 30/40, pro silniční závodní motocykly ricinový olej Castrol R 30.

Kromě velké nabídky olejů je v zahraničí na trhu také rozsáhlý sortiment přísad do oleje, které jsou uváděny vždy s náležitou reklamou. Některé přísady mají odstranit nebezpečí přidírání (např. STP OIL TREATMENT, BARDAHL nebo LOBRAL), jiné údajně snižují spotřebu oleje (HOLT'S OELSPARER EP 5) a další zamezují vzniku úsad (LIQUI MOLY nebo MOLYKOTE A). Při objektivních testech spolehlivých hodnotitelů, ke kterým patří i ADAC (autoklub NSR), nebylo však v žádném případě dosaženo uváděných výhod.

### *Vlastnosti olejů*

Viskozita je nejdůležitější, číselně vyjádřitelnou hodnotou olejů. Představuje vnitřní odpor mezi vzájemně se pohybujícími částicemi kapaliny. Pojem viskozita nesmíme však zaměňovat s přilnavostí kapaliny ke stěně tuhého tělesa.



Dynamická viskozita je podle soustavy SI vyjádřena Pa s; obvyklejší je však kinematická viskozita, která představuje poměr dynamické viskozity k hustotě kapaliny a uvádí se v  $\text{m}^2/\text{s}$ .

Oleje se stále ještě rozdělují do jednotlivých tříd podle hodnocení SAE, odpovídajícího viskozitě měřené ve stupních Englera. Englerovy stupně ( $^{\circ}\text{E}$ ) udávají poměr výtokové doby oleje k době výtoku destilované vody  $20^{\circ}\text{C}$  teplé ve zkušebním Englerově přístroji s přesně stanovenými rozměry.

Pro vlastní provoz motoru není rozhodující viskozita měřená při  $20^{\circ}\text{C}$ , ale celý její průběh v závislosti na teplotách, které se mohou vyskytnout při provozu motoru. Vysoká hodnota viskozity při nízkých teplotách je nebezpečná zejména při mazání čerstvým olejem, kdy čerpadlo nenasává dostatečné množství těžko tekoucího oleje. Nízká hodnota viskozity při nejvyšších provozních teplotách v motoru může naproti tomu přivodit poškození nedostatečně mazaných třecích míst motoru vlivem nízké únosnosti mazací vrstvy.

Požadavkem na jakostní oleje je tedy co nejmenší změna viskozity v závislosti na teplotě.

Teplota vzplanutí má u dvoudobého pracovního oběhu větší význam než u čtyřdobých motorů, neboť je třeba přebytečné množství oleje co nejdokonaleji spálit. Výše teploty vzplanutí oleje se někdy záměrně snižuje jeho ředěním – například petrolejem, jehož teplota vzplanutí je pouze  $59^{\circ}\text{C}$ . Teplota vzplanutí je u olejů důležitá i v zajištění bezpečnosti při přepravě a manipulaci oleje z hlediska prevence proti ohni.

Spalitelnost olejů pro dvoudobé motory je obtížně definovatelná. Olej se z tohoto hlediska hodnotí ve zkušebním motoru, a to podle čistoty pístu, zanášení výfukových kanálů, stavu zapalovací svíčky, množství úsad ve spalovacím prostoru hlavy válce i podle zanášení tlumiče výfuku. Objektivitu posuzování spalitelnosti oleje narušuje skutečnost, že jeden druh oleje může dávat lepší výsledky ve zkušebním motoru než druhý olej; u jiného typu zkušebního motoru však mohou být výsledky opačné. Požadovaná spalitelnost oleje se získává zejména různými přísadami.

Shrneme-li hlavní vlastnosti olejů a požadavky na oleje pro mazání mastnou směsí a mazání novým olejem, dojdeme k podstatně vyšší náročnosti motoru s odděleným mazáním na jakost oleje, viz tabulka na straně 136.

## 4.7 PŘÍVOD PALIVA A VZDUCHU

Důležitým příslušenstvím motoru je zařízení, které připravuje směs jemně rozptýleného paliva a vzduchu v poměru vhodném k nejúčinnějšímu spálení ve válci.

Požadavky na karburátor nebo na vstřikovací zařízení i na sací systém moderního dvoudobého motoru jsou značně rozsáhlé. Dodávka potřebného množství paliva i vzduchu se mění s otáčkami i zatížením motoru a ani vyžadovaný poměr paliva a vzduchu se nerovná vždy teoreticky správnému poměru. V některých



případech, a to obvykle v oblasti vysokého výkonu nebo maxima točivého momentu, vyžadujeme seřízení dávající bohatší směs a smíříme se s větší spotřebou paliva. Druhým extrémním požadavkem je chudá směs, která by při částečném zatížení měla zajistit hospodárný provoz při minimálním podílu kyslíčnicku uhelnatého v objemu výfukových plynů. Ani dříve uváděná podmínka, že palivo musí být co nejstejněměrněji rozptýleno ve vzduchu, aby zápalná směs byla homogenní, neplatí dnes bez výhrad; v některých případech se snažíme zajistit vyplachování čistým vzduchem nebo chudou směsí a bohatší zápalnou směs využít pouze pro účinnou práci motoru. Karburátor nebo vstřikovací zařízení musí dále dodat vhodně obohacenou zápalnou směs pro spouštění chladného motoru. Zajištění přívodu čistého paliva je proti přívodu vzduchu snadné, mnohem větší potíže působí čištění nasávaného vzduchu a útlum hluku sání.

Posledními požadavky na systém přívodu paliva a vzduchu jsou nízká cena, co nejmenší hmotnost, malé vnější rozměry a nakonec i jednoduchá údržba s možností snadného seřizování.

Návrh a celkové řešení přívodu paliva do motoru budou opět určitým kompromisem splnění zcela protichůdných požadavků. Některé uvedené podmínky k dosažení maximálního výkonu motoru a snížení škodlivosti výfukových plynů jsou nejschůdněji řešitelné elektronicky ovládaným vstřikovacím zařízením, jeho cena však mnohokrát přesahuje cenu běžného karburátoru.

U motorů sportovních a hlavně speciálních motocyklů jsou požadavky na dodávku paliva obdobné, avšak se zřetelem na snahu po dosažení maximálního výkonu ještě poněkud vyhraněnější. Dosažení nejvyšších hodnot výkonu je podřízena řada úprav a změn jak v oblasti sacího a výfukového systému, tak v oblasti rozvodu motoru. Vlivem velkého překrytí při časování jednotlivých fází pracovního oběhu motoru nastává poměrně značný zpětný odraz v sacím hrdle, který způsobuje i vynášení benzínové směsi ven z karburátoru.

	Dvoudobý motor s mazáním mastnou směsí	Dvoudobý motor s odděleným mazáním
Závislost viskozity na teplotě	B	A
Tekutost za nízké teploty		
– při manipulaci	B	B
– při provozu	C	A
Teplota vzplanutí		
– při manipulaci	B	B
– při provozu	C	B
Únosnost olejového filmu	B	A
Ochrana proti korozi	B	A
Spalitelnost	A	A

A – vysoké požadavky

B – střední požadavky

C – nízké požadavky



Tato vlastnost je výrazná především u dvoudobých motorů bez jazýčkových ventilů vlivem nevýhodného symetrického rozvodu pístem. Popsaný jev zhoršuje vlastnosti karburátoru právě v oblasti nestacionárních přechodových režimů, což se projeví v akceleraci při výjezdu ze zatáčky nebo z terénního úseku u terénních nebo soutěžních strojů. Vynášení paliva je u motorů speciálních strojů tak silné, že po odpojení čističe vzduchu je mlhovina patrná pouhým okem před difuzérem karburátoru.

### *Palivo*

Motor a především jeho systém pro přívod paliva a vzduchu musí být upraven na druh paliva, s kterým bude pracovat.

Rozdíly v chemickém složení paliva dodávaného jednotlivými výrobci byly v minulosti značné a často působily potíže při nutných změnách v seřízení motorů. Dnes se však výběr paliv dodávaných u benzínových stanic na celém světě podstatně zúžil. Svou úlohu zde měly dohody mezi jednotlivými naftovými společnostmi, které chtějí do značné míry diktovat ceny a nikoli si příliš konkurovat. V neposlední řadě přispěla k zúžení nabídky sortimentu paliv i energetická krize, která vyvrcholila v zimě 1973–1974 a jejíž důsledky nejsou dodnes překonány. Nyní je tedy pro dvoudobé zážehové motory běžně dostupný pouze benzín dvou druhů (výjimečně tří druhů), jehož jakost vyjadřuje výrobce a prodejní organizace oktanovým číslem. Chemické složení benzínu zůstává dnes záležitostí výrobců a je závislé hlavně na složení základní suroviny. Při rozsáhlých zkouškách v laboratořích a motorových zkušebnách na celém světě se došlo k závěru, že současně dodávané benzíny různých firem se stejným oktanovým číslem a se stejným objemem tetraetylu olova dávají přibližně shodné parametry i provozní vlastnosti motoru.

Vlastnosti benzínu značně ovlivňovalo dřívější míchání benzínu s benzolem nebo lihem, avšak nyní již tyto složky paliva jsou jako příměs do benzínu příliš drahé.

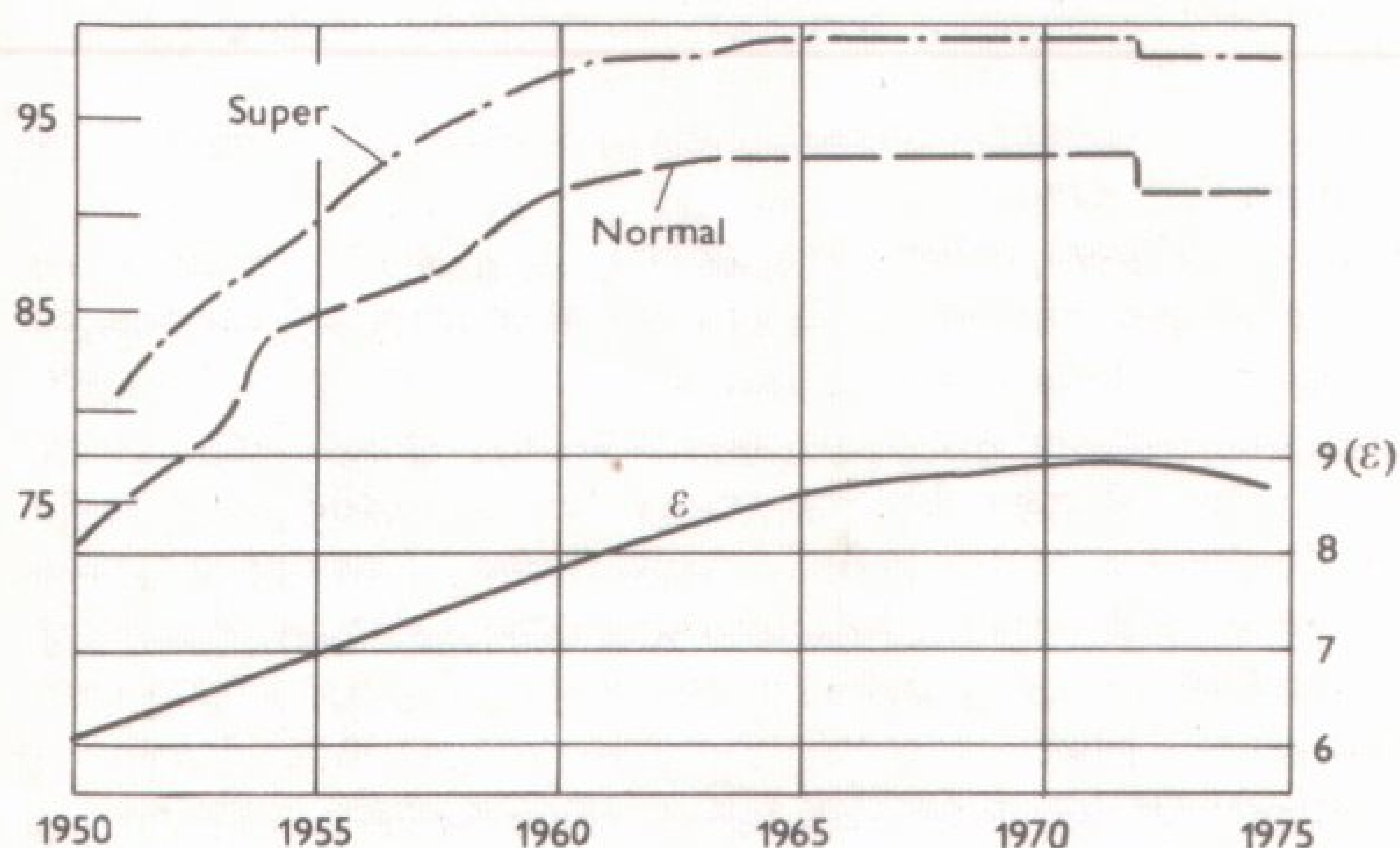
Používání pohonného plynu, jehož hlavní složky jsou propan a butan, k pohonu automobilových motorů se ve státech s velmi drahým benzínem, jako je například Itálie, prudce rozvíjí. Provoz je podstatně levnější než na drahý benzín, byla již vybudována široká síť plnicích stanic a celé zařízení i s redukčním ventilem pracuje spolehlivě a bez dříve obvyklého zápachu ve voze. Nevýhodou je snížení výkonu motoru v celém pracovním režimu, větší vnější rozměry a hmotnost plynových bomb.

Tyto nevýhody nedovolují zatím adaptaci motocyklů na pohon plynem, a proto se tímto problémem nebudeme dále zabývat, i když možná v budoucnosti pomůže pohon plynem k řešení škodlivin ve výfukových plynech.

Oktanové číslo je pro zákazníka nejdůležitějším parametrem benzínu ovlivňujícím i jeho prodejní cenu. Oktanové číslo je vyjádřením antidetonační schopnosti



paliva. Aby hodnoty oktanového čísla byly porovnatelné, zjišťují se a porovnávají na standardním jednoválcovém motoru s měnitelným kompresním poměrem, jehož konstrukce i pracovní režimy jsou přesně normalizovány. Tento zkušební motor byl uznán ke zkouškám oktanového čísla v USA v r. 1930 výborem Cooperative Fuel Research Committee, a proto se tato zkouška dodnes označuje zkratkou CFR nebo se nazývá „motorovou metodou“. Výrobou tohoto zkušebního motoru pro ostatní výrobce paliv se zabývá společnost Waukesha Motor Company, podle které se rovněž motor někdy zkráceně nazývá „Waukesha“.



Vývoj hodnoty oktanového čísla benzínů prodávaných v NSR v letech 1950 až 1975 i průměrné hodnoty kompresního poměru podle údaje ADAC (autoklub NSR)

Oktanové číslo paliva se při této zkoušce stanoví tak, že při běhu motoru podle přísně řízených provozních podmínek se nastaví při zkušebním palivu kompresní poměr tak, aby došlo ke klepání předepsané intenzity. Potom se porovnáváním se směsí izooktanu a normálního heptanu vyhledá takové palivo, které má za stejných provozních podmínek stejnou intenzitu klepání. Objemové procento izooktanu v tomto porovnávacím palivu pak určuje oktanové číslo zkoušeného benzínu. Izooktanu bylo totiž přiznáno oktanové číslo 100 a normálnímu heptanu oktanové číslo 0.

Vývojem výroby motorových paliv se došlo k palivům odolnějším proti klepání než čistý izooktan. V takovém případě se při zkoušce přidává do izooktanu určité množství tetraethylu olova, aby se intenzita klepání vyrovnala se zkoušeným vzorkem benzínu. Oktanové číslo zkoušeného benzínu se potom vyjadřuje jako tzv. výkonnostní číslo  $100 + x$ , kde  $x$  označuje množství tetraethylu olova v gramech na 1 US gal. přidaného při porovnávání do izooktanu.

Vůbec první metodou pro stanovení antidetonačních vlastností paliva byla tzv. „výzkumná metoda“, která se používá dodnes, a oktanové číslo je nyní



stanoveno právě výzkumnou metodou, které lépe odpovídá podmínkám silničního provozu.

K podstatnému zvýšení oktanového čísla benzínu přispívají některé přísady, z nichž nejznámější a nejúčinnější je tetraetyl olova. Předností této příměsi je citelný vzrůst oktanového čísla při přidání procentně nepatrného podílu tetraethylu olova v množstvích do 1 ‰. Na druhé straně je však etylizovaný benzín příčinou řady potíží. Úsady olova porušují správnou činnost zapalovací svíčky a mohou se projevit nepříznivě i na pístu. Zvláště nepříjemně působí na sedlech ventilů čtyřdobých motorů, kde jejich tvrdost nedovolí správné dosednutí ventilu a dochází k podpálení ventilů. Proto zároveň s tetraethylem olova se přidávají do benzínu další chemické látky, tzv. vynášeče, jejichž úkolem je vytvářet sloučeniny odcházející s výfukovými plyny.

Mnohem hůře řešitelným problémem je však přítomnost olova ve výfukových plynech z hlediska hygienických předpisů. Olovo ve formě jakékoli sloučeniny je při vdechování škodlivé lidskému zdraví a snaha o snížení jeho podílu ve výfukových plynech je součástí úsilí za ozdravení životního prostředí. Prudká jedovatost tetraethylu olova je nevýhodou při manipulaci s etylizovaným benzínem. V brzké budoucnosti se dočkáme ve všech vyspělejších státech předpisů nebo i zákonů k přísnému omezení podílu olova v benzínu. Moderním způsobem ve vývoji dvoudobých i čtyřdobých motorů je snižování jejich oktanového nároku, což potom umožní provoz na bezolovnatý benzín s oktanovým číslem 85 až 90 i menší podíl škodlivin ve výfuku.

Destilační zkouška je ověřením jakosti benzínu. Zkoušený benzín se ohřívá ve zkušebním přístroji normalizovaných rozměrů a sleduje se závislost odpařeného množství benzínu na teplotě. Prvním bodem destilační křivky je *začátek destilace*, tj. teplota, při které se benzín poprvé odpaří. Tato teplota by měla být poměrně vyšší, nejméně 40 °C, aby nedocházelo ke ztrátám benzínu při manipulaci, stání vozidla v teplejším prostředí a k nebezpečí požáru.

Tzv. *desetiprocentní bod* má svou důležitost pro spouštění chladného motoru. Je-li teplota odpovídající odpaření 10 % objemu benzínu nad hranicí 70 °C, dochází u studeného motoru obtížněji ke vznícení zápalné směsi, ve které je všechn benzín rozptýlen v kapičkách a nikoli odpařen.

Tzv. *50% bod* má vliv na rychlost zahřívání motoru. Důležitější je však teplota odpovídající odpaření 90 % benzínu. Je-li její hodnota nad 200 °C, zůstávají i při pracovní teplotě motoru nerozptýlené a neodpařené kapičky benzínu, které dohořívají až ve výfukovém systému. Důsledkem je potom vyšší tepelné zatížení pístu, nestejný ohřev válce a větší spotřeba benzínu.

Lihová paliva dávají nejlepší předpoklady pro dosažení nejvyšších hodnot měrných výkonů motorů. Přimísením menšího podílu etylalkoholu do benzínu se poněkud zvýší oktanové číslo, neboť samotný etylalkohol má oktanové číslo přibližně 100. Vzrůst oktanového čísla nové lihobenzínové směsi bude vyšší, než bychom vypočetli z podílů oktanových čísel čistého benzínu a čistého etylalkoholu, neboť etylalkohol má příznivé tzv. směsné oktanové číslo, což znamená, že poměrně



procentuálně menší podíl etylalkoholu výrazně zvyšuje výsledné oktanové číslo směsi.

Mnohem větší vliv na zvyšování měrného výkonu motoru než vzrůst oktanového čísla lihobenzínové směsi má přítomnost kyslíku v molekule etylalkoholu. Tato skutečnost umožňuje objemově větší dodávky paliva na stejné nasáté množství vzduchu a znamená pochopitelně i větší spotřebu paliva.

Citelně se popsané jevy projeví při používání čistých lihových paliv bez benzínu, a to směsí etylalkoholu a metylalkoholu. Metylalkohol obsahuje větší množství kyslíku než etylalkohol a stal se proto základním palivem pro motory, kde složení paliva není předepsáno. Důležitý ideální poměr palivo/vzduch je u benzínu a lihových paliv značně rozdílný.

---

Hmotnostní směšovací poměr

---

benzín/vzduch	1 : 15
etylalkohol/vzduch	1 : 9
metylalkohol/vzduch	1 : 6,4

---

Při provozu na lihová paliva se podstatně větší měrná spotřeba a odpařování kyslíku z metylalkoholu nebo etylalkoholu projeví příznivě i velmi citelným vnitřním chlazením motoru. Válec i hlavy válce mohou mít velmi krátká chladičí žebra. Při zkoušení speciálních motorů v motorové zkušebně je obvykle možno při použití lihového paliva pracovat bez přídavného chlazení větrákem. U motorů na lihová paliva lze značně zvětšit kompresní poměr.

Nyní se metylalkohol používá pro plochodrážní a rekordní motocykly, neboť pro ploché dráhy a rekordní jízdy není jakost paliva předepsána řády FIM. Pro ostatní druhy motocyklového sportu je povolen pouze benzín běžné obchodní jakosti, neboť dříve používaná speciální paliva nepřispívala k vývoji sportovních motocyklů. Další nevýhodou bylo obtížnější zajišťování zvláštních paliv, jejich vyšší cena a jedovatost. Tyto nevýhody jsou i příčinou některých požadavků na FIM, aby obchodní benzín byl předepsán bez výjimky pro všechna odvětví motocyklového sportu.

Na častý dotaz, proč je pro vysoce výkonné plochodrážní i jiné speciální motocykly výhodnější metylalkohol, který má téměř jen poloviční výhřevnost než benzín, je jednoznačná odpověď. K spálení 1 kg metylalkoholu je třeba jen polovina vzduchu než u normálního benzínu, a proto na stejné nasáté množství vzduchu může se přivést do válce zhruba dvojnásobné množství metylalkoholu než benzínu, a navíc se získají již uvedené výhody v chlazení a odolnosti proti klepání.



Karburátory rozeznáváme podle směru proudění vzduchu horizontální, spádové, polospádové a vertikální. Ve stavbě dvoudobých motocyklových motorů převládají dnes horizontální karburátory, připojené na sací potrubí ze strany; osa difuzéru je vodorovná.



Francouzský karburátor Gurtner SP-19  
lze podle potřeby naklánět

Podle způsobu regulace se rozlišují karburátory se škrticí klapkou a karburátory šoupátkové. Další samostatnou skupinou jsou karburátory bez plovákové komory a karburátory podtlakové.

U motocyklů, a to s dvoudobým i čtyřdobým pracovním oběhem, se stalo pravidlem používání šoupátkových karburátorů s plovákovou komorou. Karburátory se škrticí klapkou byly jen na velkoobjemových čtyřdobých motocyklech americké výroby.

Bezplovákové karburátory jsou poměrně složitější a na motocyklech se dosud ve větší míře nerozšířily. V poslední době se však na vývoj a výrobu těchto karburátorů zaměřilo již několik výrobců ve světě a výsledkem jejich prací jsou velmi dobře fungující bezplovákové karburátory, např. Tillotson nebo Walbro. Jejich předností je spolehlivá funkce i při velkých příčných a podélných náklonech vozidla a velká odolnost proti tzv. „přeplavení motoru“, neboť dávkování je regulováno v závislosti na podtlaku v sacím potrubí. V budoucnosti se mohou velmi rozšířit, neboť odstraňují citlivost plovákových karburátorů vůči vibracím, jsou rozměrově menší a lehčí než karburátory klasické.

Plováková komora tvoří zásobník se stálou hladinou paliva zásobující všechny dávkovací soustavy karburátoru. Plovák svým vztlakem ovládá vtokový ventil a tím udržuje hladinu v plovákové komoře na žádoucí úrovni. Při poklesu hladiny klesne i jehlový ventil a otevírá se přítok paliva. Po vyrovnání hladiny na nastavenou výšku stoupne zároveň s hladinou plovák a jehlový ventil omezí další přítok.

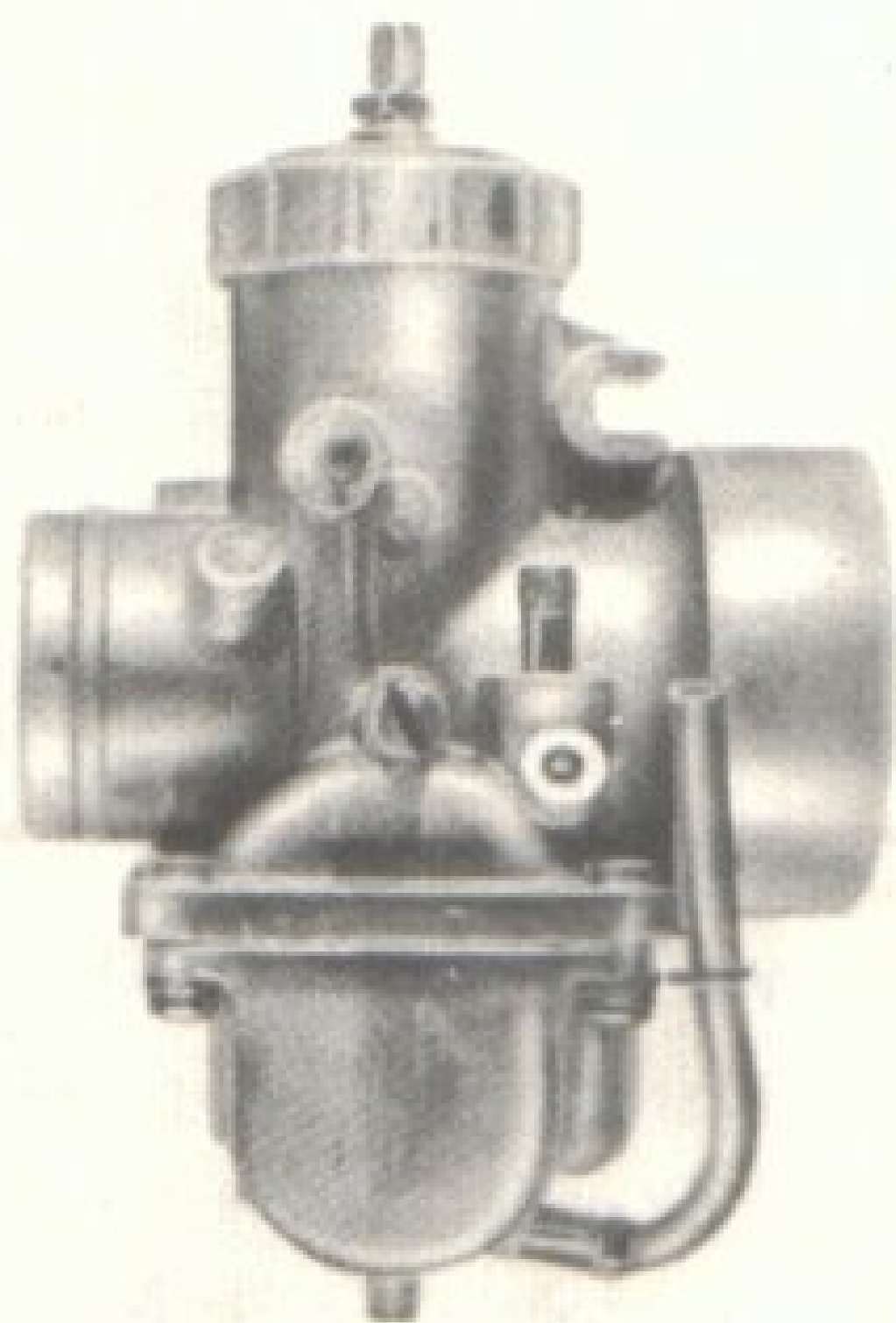
Tento děj se při běhu motoru neustále rychle opakuje a jehlový ventil, který je u motocyklových karburátorů převážně kuželový, neustále dosedá do sedla ventilu



tvořeného ostrou hranou válcového otvoru. I při velmi malé hmotnosti jehly a vlastního plováku dojde někdy brzy k opotřebení těchto funkčních ploch a ventil přestává těsnit. Tím se karburátor trvale přeplavuje a jeho funkce se zhorší. Stejným způsobem se projevují i nečistoty vniklé do jehlového ventilu, a proto je třeba dbát úzkostlivě o čistotu paliva při tankování a podle možnosti zajistit vhodným způsobem i filtraci paliva před vtokem do karburátoru.

Plováková komora se umísťuje co nejbližší k směšovací komoře a je třeba zajistit dostatečný přítok paliva z plovákové do směšovací komory za všech pracovních režimů motoru. Dříve oblíbená volba rozměrné plovákové komory, jejíž objem byl určitou zásobou paliva pro akceleraci, byla překonána moderním řešením karburátoru s dostatečnými průtokovými spoji.

Správnou funkci jehlového ventilu plováku narušují nejvíce vibrace motoru. Proto bývala u starších typů motorů plováková komora samostatně pružně zavěšena na rámu a se směšovací komorou byla spojena pouze pryžovou hadičkou. Modernější řešení záleží v pružném uložení celého karburátoru. Pružné sací hrdlo bývá někdy příčinou poruchy, a proto konstruktéři dávají často přednost vhodně odpruženému jehlovému ventilu či odpruženému ovládacímu čidlu plováku, které působí na jehlový ventil. Ani tato řešení však nepříznivý vliv vibrací motoru na správnou funkci karburátoru neodstraňují. Kromě vibrací jednotlivých pohyblivých součástí karburátoru nastává intenzivní vlnění a pění hladiny paliva v plovákové komoře, které způsobuje jednak kolísání hladiny a tím i změnu množství paliva v místě hlavní trysky, jednak tvoření vzduchových bublin, které mohou u monoblokových karburátorů přerušovat plynulou dodávku benzínu pro hlavní systém. To je umožněno tím, že u karburátorů s centrální plovákovou komorou je hlavní tryska umístěna v této komoře a není oddělena spojovacím kanálkem mezi plovákovou komorou a držákem trysky, jak je tomu u karburátorů s postranní plovákovou komorou.



Japonský karburátor Mikuni s centrální plovákovou komorou



Popsaný jev je pro správný běh zvláště motorů s vysokými výkony a kompresními poměry velmi nebezpečný. Vlivem velkého tepelného namáhání jsou tyto motory velmi citlivé na seřízení karburátoru a jeho stabilitu, neboť by mohlo snadno dojít k zadření. Neklamným signálem výskytu vlivu vibrací, pokud byl karburátor před jízdou správně seřízen, je známé typické „klepání“ či „zvonění“ motoru při jízdě v oblasti režimu maximálního výkonu a maximálního točivého momentu. Někteří výrobci ve snaze snížit vliv vibrací na minimum umisťují pod hlavní trysku nebo do její těsné blízkosti tzv. „vlnolamy“ proti pění paliva. Jsou to většinou ploché podložky pod tryskou nebo speciální síta.

Karburátory s centrální plovákovou komorou přinesly pokrok ve vývoji především zmenšením vnějších rozměrů a vlastní hmotnosti karburátoru a osvědčují se proto zvláště dobře u víceválcových motorů. Plováková komora tvoří konstrukčně jednu součást se směšovací komorou. Pružnými spojkami lze vlastní plovákovou komoru velmi jednoduše a rychle sejmut při čištění a kontrole seřizovacích prvků. Vzhledem k tomu, že obě hlavní součásti karburátoru, směšovací komora a plováková komora tvoří jeden celek, nazývají se tyto karburátory monoblokové.

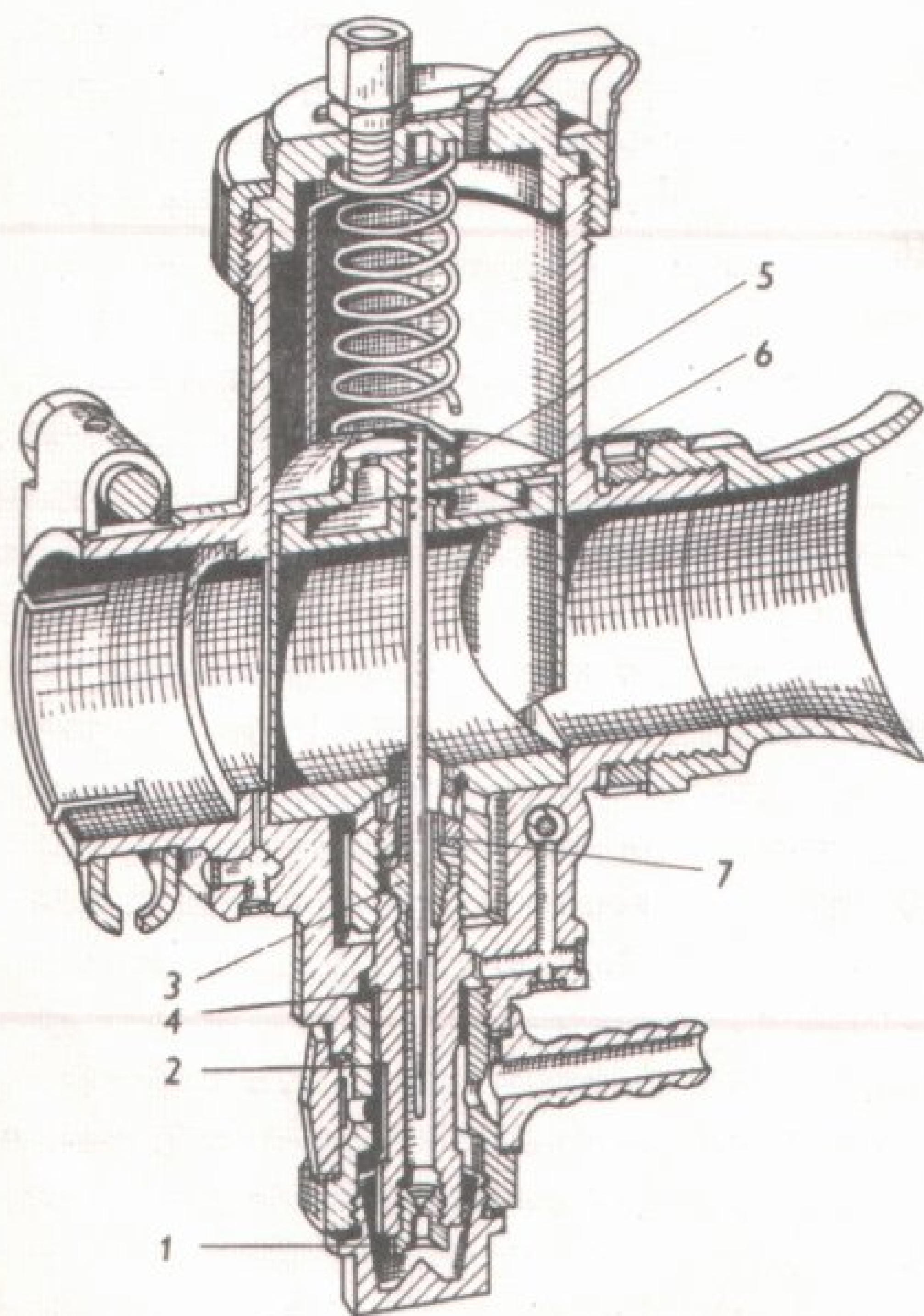
Směšovací komora je nejdůležitější funkční část karburátoru; zde dochází ke smíšení paliva se vzduchem v žádaném směšovacím poměru. K zlepšení činnosti rozprašování při různém otevření difuzéru se někdy pro automobily používají dvoustupňové nebo i vícestupňové karburátory s postupným zapojováním směšovacích komor a odpovídajících trysek. Novými výzkumy a úpravami tvarů šoupátek a jehel šoupátek se podařilo i u jednodušších motocyklových karburátorů dosáhnout požadovaných parametrů snazším způsobem.

U šoupátkového motocyklového karburátoru je plynovou rukojetí a lanovodem ovládáno šoupátko, které škrtí průřez nasávaného vzduchu. S šoupátkem je pevně spojena jehla šoupátka, která se zasouvá do otvoru rozprašovače a ovládá přítok paliva. Průtok vzduchu je tedy částí průřezu difuzéru otevřeného šoupátkem a přítok paliva mezikružím v otvoru rozprašovače částečně uzavřeným průřezem jehly šoupátka. Změna průřezu jehly šoupátka, která se kuželovitě zužuje směrem dolů, musí odpovídat pootevírání difuzéru šoupátkem, aby při každém otevření šoupátka vznikla zápalná směs požadovaného složení. Celkové obohacení směsi je možné posunutím jehly šoupátka v šoupátku, avšak tato změna se nejvíce projeví při středním zatížení motoru. U plně otevřeného šoupátka je rozhodující průřez hlavní trysky, neboť vysunutá jehla již přítok paliva neomezuje. Pro menší otevření má význam i tvar výřezu šoupátka. Zkosení šoupátka určuje totiž rychlost proudění vzduchu nad rozprašovačem a tím ovlivňuje sací účinek proudu vzduchu. Zvětšením výřezu šoupátka se tedy ochudí směs při částečném otevření.

Systém běhu naprázdno je u moderních motocyklových karburátorů samostatné zařízení. Pouze u některých nejlevnějších karburátorů pro maloobjemové motocykly a mopedy se běh naprázdno seřizuje jen dorazovým šroubem šoupátka. Princip činnosti systému běhu naprázdno tvoří rozdíl tlaků před šoupátkem a za šoupátkem při zcela zavřeném nebo nepatrně pootevřeném difuzéru. Rozdílu tlaků



se využívá k nasávání zápalné směsi z pomocného kanálku, do kterého je přívod vzduchu nastaven vzdušníkem nebo častěji seřiditelným vzduchovým šroubkem s kuželovým sedlem. Přítok paliva pro běh naprázdno určuje velikost trysky běhu naprázdno. Seřízení běhu naprázdno má vliv i na činnost motoru při částečně otevřeném šoupátku.



Řez karburátorem BVF z NDR:

- 1 – hlavní tryska, 2 – tělo trysky,
- 3 – rozprašovač, 4 – jehla šoupátka,
- 5 – pojistka jehly, 6 – šoupátko,
- 7 – kroužek

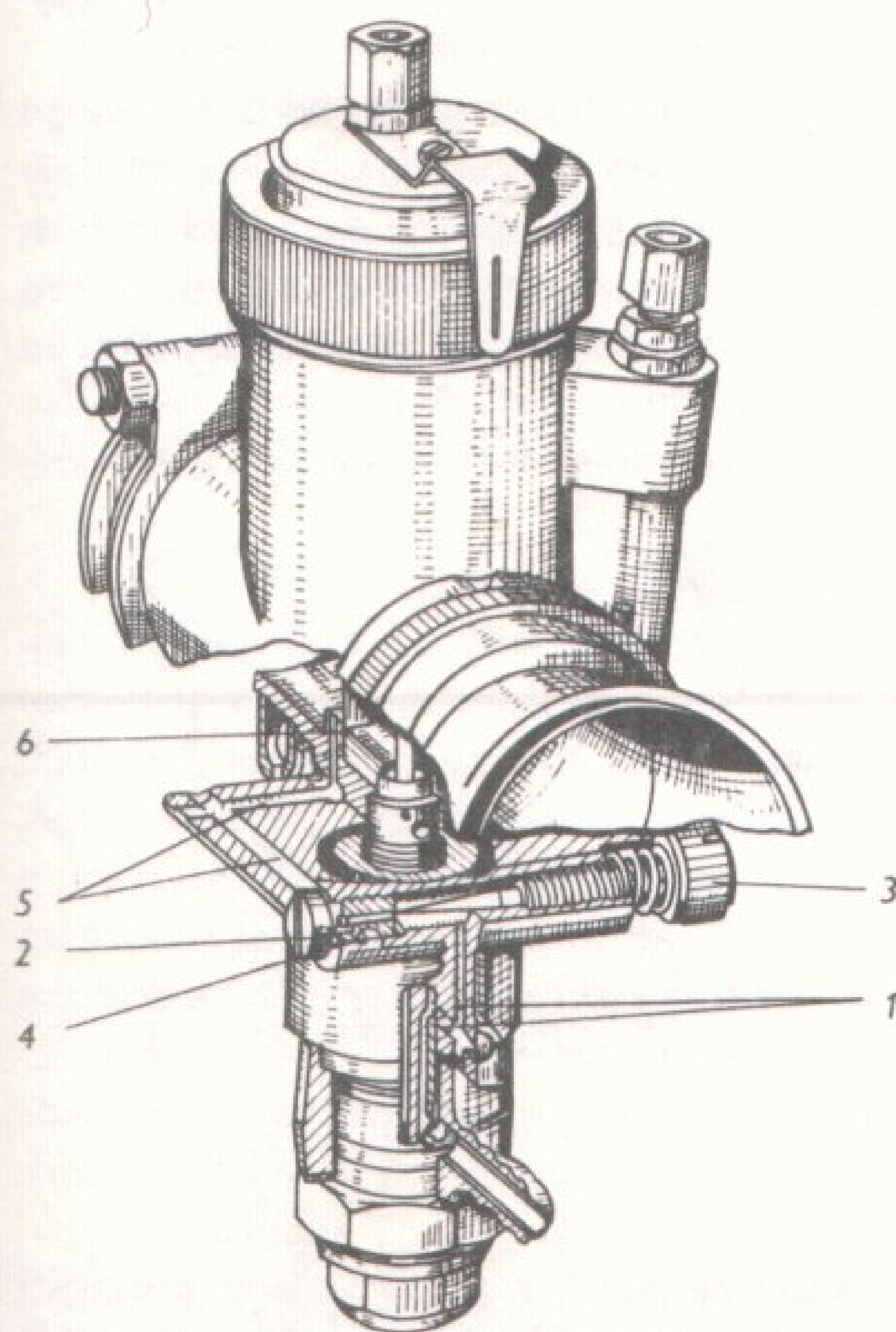
U běžných karburátorů působí seřízení běhu naprázdno na činnost karburátoru asi do 15 % zdvihu šoupátka. Vliv výřezu šoupátka se uplatňuje asi do 30 % zdvihu a v širokém nejpoužívanějším středním zatížení je rozhodující tvar jehly šoupátka a především pak její poloha vzhledem k šoupátku. Teprve v posledních asi 25 % zdvihu má hlavní vliv na složení směsi velikost hlavní trysky. Uvedené údaje jsou však pouze informativní, neboť jednotlivé vlivy se v širokých oblastech prostupují a překrývají.

Tryska, a to hlavní i běhu naprázdno, je u motocyklových karburátorů výměnná a má stálý průtokový otvor. Trysky s nastavitelným průtokovým otvorem se u motocyklů neosvědčily; jedním z důvodů je i snadná přístupnost karburátoru u motocyklu, která umožňovala svévolné porušení seřízení trysky. Jmenovitou hodnotu průtokového otvoru podle nové čs. normy udává číselné označení otvoru a znamená jeho průměr vyjádřený v setinách milimetru. Trysky



jsou do hodnoty 120 ( $\varnothing 1,2$  mm) odstupňovány po dvou nebo třech setinách milimetru a nad 120 po pěti setinách. Jejich tvar je přesně stanoven, aby tryska stejného číselného označení dávala vždy i stejné průtokové množství paliva.

Sytič je důležitou soustavou pro obohacení směsi při spouštění studeného motoru u automobilu. Dvoudobé motory motocyklů se spouštějí snadno a navíc není provozu za mimořádných mrazů přikládána taková důležitost jako u automobilu. Celou činnost sytiče i s jeho ovládáním lanovodem nebo i složitějšího termosytiče nahradí u motocyklových karburátorů často jen jednoduchý přeplavovací kolík, který umožní naplnění celé plovákové komory palivem. Potom se již zvýší dodávka paliva do rozprašovače.



Řez karburátorem BVF:

- 1 – kanál běhu naprázdno,
- 2 – tryska běhu naprázdno,
- 3 – seřizovací šroub, 4 – kužel seřizovacího šroubu, 5 – kanál,
- 6 – vstup paliva do difuzéru

Stavba karburátorů pro motocykly prošla v posledním období několika zásadními změnami. V souladu s požadavkem samostatného karburátoru pro každý válec pro cestovní, sportovní i speciální motocykly vystupují do popředí otázky ceny, jednoduchosti, vnějších rozměrů a hlavně hmotnosti. Rozšiřuje se použití monoblokových karburátorů s poměrně malou plovákovou komorou a někdy se ustupuje i od tradiční zinkové slitiny na odlitek tělesa karburátoru. Nastupují lehčí hliníkové slitiny a pro silniční závodní motocykly i elektron.



Velká péče se věnuje konstrukci šoupátka i jeho ovládání. Požadavek jezdců na snadné otáčení plynové rukojeti vyvolal zeslabení vratných pružin šoupátka a v některých případech docházelo na cestovních i speciálních motocyklech k velmi nepříjemným závadám při vracení šoupátka, které zůstalo pootevřené. Řešením je nucený zpětný pohyb šoupátka.

Opotřebení šoupátek způsobují intenzivní pulsace v sacím potrubí, vzniklé kmitáním vzduchového sloupce vlivem rychlého otvírání a zavírání sacího kanálu pístem nebo jazýčkovým ventilem. Frekvence pulsací je závislá na otáčkách a při vysokých otáčkách motocyklových motorů působí na šoupátko velká zrychlení a tím i velké síly, způsobující opotřebení jeho třecích ploch. Je proto z hlediska životnosti karburátoru výhodné, je-li hmotnost šoupátka co nejmenší. Lehká plochá plechová šoupátka nebo rotační šoupátka z lehkých slitin jsou proto nejvýhodnější.

Částečná oprava je možná pouze výměnou šoupátka za nové, avšak vlastností nového karburátoru se dosáhne jen zřídka, neboť při provozu se opotřebuje nejen šoupátko, ale i šoupátková komora. K prodloužení životnosti šoupátkových komor se v poslední době jejich funkční plocha natvrdo chromuje, čímž se zmírní opotřebení stěn na minimum. Potom je možná a výhodná výměna samotného šoupátka.

### *Vstřikování benzínu*

Vstřikovací zařízení dává teoreticky všechny předpoklady pro dosažení přesnějšího dávkování paliva v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. Vstřikování by mělo umožnit i dosažení vyššího maximálního výkonu, neboť nasávaný vzduch nemusí překonávat odpor nutný k prisávání benzínu v difuzéru. Jde tedy o zisk objemové účinnosti, avšak ještě větší předností vstřikování benzínu do spalovacího prostoru je možnost účinného vypláchnutí spalovacího prostoru čistým vzduchem bez zbytečných ztrát paliva do výfuku. Se vstřikem paliva se lze přiblížit teoretické možnosti dvojnásobného výkonu proti čtyřdobému motoru.

Vstřikovací čerpadlo není vynálezem poslední doby; první pokusy se vstřikováním benzínu byly uskutečněny již v počátcích vývoje motorů, kdy karburátory byly ještě velmi nedokonalé.

Neúnosně vysoké náklady na vstřikovací čerpadlo s požadovanou přesností odpovídající někdy i výrobě měřidel umožnily rozmach karburátorů a vstřikování se uplatnilo pouze pro vznětové motory.

Nová éra benzínových vstřikovacích čerpadel začala u víceválcových leteckých motorů, kde nebyla rozhodující pořizovací cena, ale přesnější funkce a možnost snadného seřízení dodávky benzínu odpovídající okamžitému tlaku vzduchu v závislosti na výškové poloze letadla. Příznivým předpokladem leteckých motorů pro přestavbu na vstřikování byl i poměrně větší pracovní objem každého válce.

U dvoudobých motocyklových motorů rozlišujeme vstřikování do spalovacího prostoru a do sacího potrubí.



První druh vstřikování dává lepší podmínky pro výkonové i ekonomické parametry motoru. Motor nasává čistý vzduch a rovněž vyplachování je čistým vzduchem. Vstřik benzínu nastává při pohybu pístu vzhůru po okamžiku, kdy horní hrana pístu uzavře okénko výfukového kanálu. Únik benzínu do výfukového systému by zde měl být znemožněn.

Přímé vstřikování benzínu do spalovacího prostoru má však i podstatné nevýhody. Benzín vstříknutý do spalovacího prostoru nemá zpravidla potřebnou dobu k tomu, aby se dobře promísil s nasátým vzduchem a vytvořil s ním stejnorodou zápalnou směs. Dalším záporem je obtížná funkce vstřikovací trysky, která musí překonat tlak vzniklý při stlačení a navíc musí odolávat vzniklému tlakovému i tepelnému maximu při spalování. Vstřikování do spalovacího prostoru vyžaduje samostatné mazání všech pohyblivých částí motoru čerstvým olejem.

Požadavky na vstřikovací čerpadlo a trysku jsou proto mnohem nižší při druhém systému vstřikování, kdy palivo je přiváděno do sacího potrubí. Při vstřikování se nemusí překonávat vyšší tlak a také doba vstřikování zde může být podstatně delší. S benzínem se v tomto případě vstřikuje obvykle i olej, který maže vstřikovací čerpadlo i celý motor mastnou směsí.

Při vstřikování paliva do sacího potrubí nemohou se však od vstřikování očekávat mimořádně příznivé provozní výsledky – únik zápalné směsi do výfukového potrubí není vstřikováním nijak omezen.

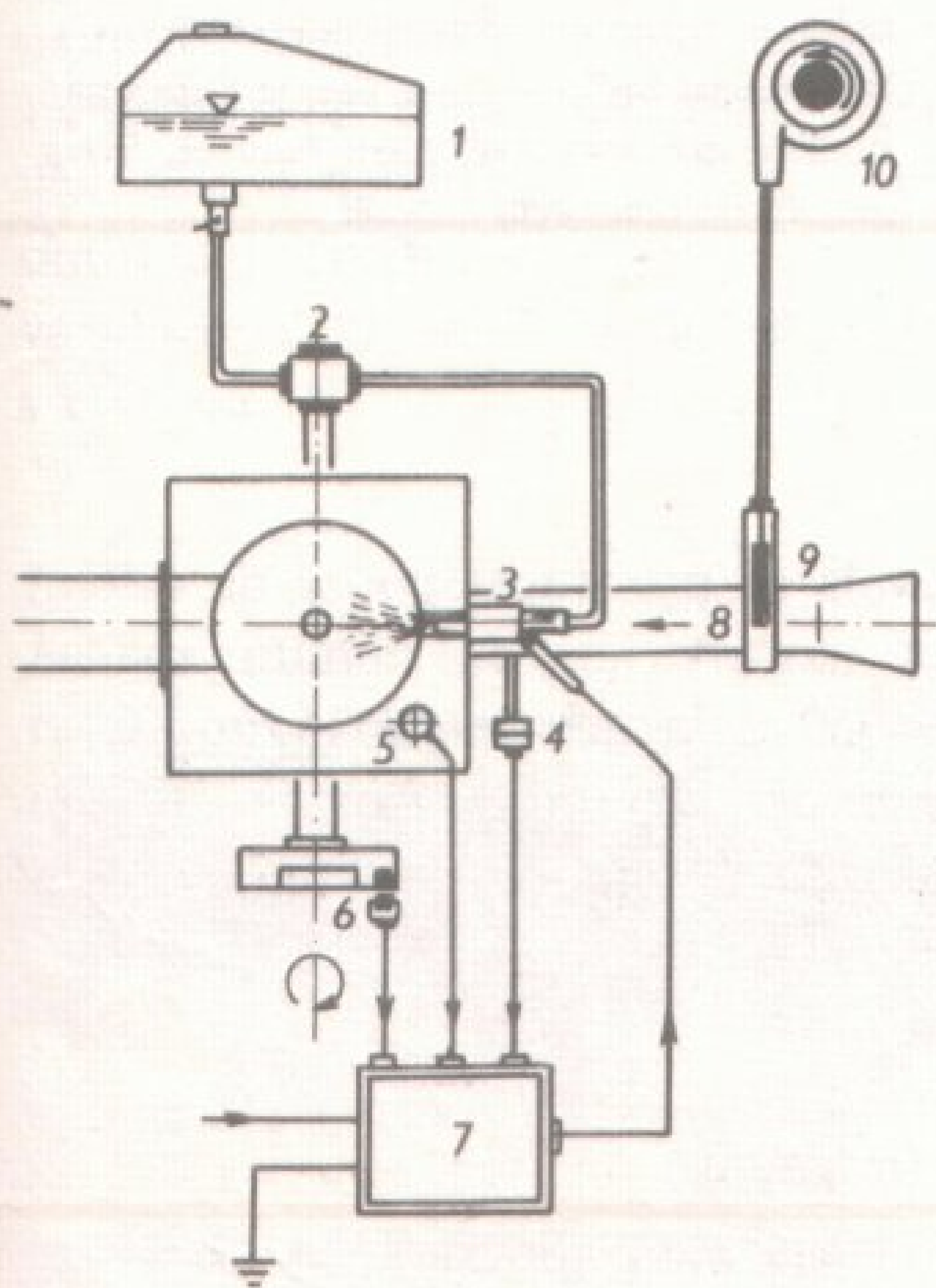


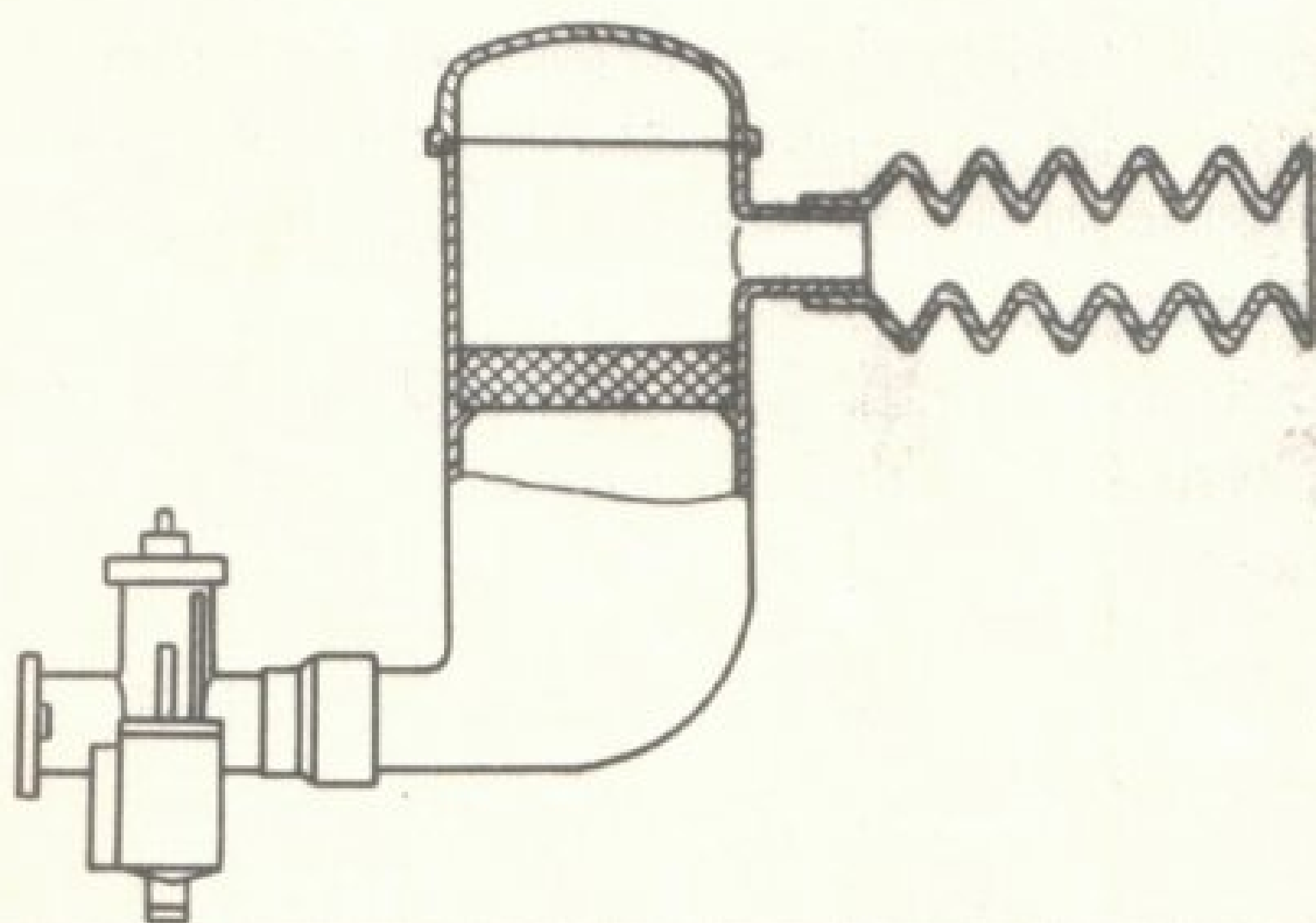
Schéma elektronicky řízeného vstřikování benzínu:  
 1 – palivová nádrž, 2 – čerpadlo, 3 – elektronicky ovládaná vstřikovací tryska, 4 – měnič tlaku na elektrický signál, 5 – měnič teploty na elektrický signál, 6 – měnič otáček na elektrický signál, 7 – analogový počítač, 8 – sací systém, 9 – šoupátko, 10 – plynová rukojeť

Nový systém vstřikování, který by měl spojovat výhody obou uvedených druhů, vyvinula společně s výrobcem čerpadel Bosch v NSR francouzská firma Motobécane pro tříválcové dvoudobé motocykly. Vstřikovací trysky napájené elektronicky řízeným vstřikovacím čerpadlem ústí do přepouštěcích kanálů. Není



nutno vstříkovat proti vysokému kompresnímu tlaku a v nejteplejší oblasti válce. Doba vstřiku musí být velmi krátká, a to pouze v druhé polovině proudění vzduchu přepouštěcím kanálem, což přináší značné výhody. Vypláchnutí i s únikem do výfuku zajišťuje čistý vzduch. Oddělené mazání čerstvým olejem dopravovaným přímo na mazací místa je u tohoto systému ovládání přívodu paliva dalším předpokladem k omezení vzniku výfukových škodlivin.

Výrobní složitost a zejména pak jemné ovládací zařízení zůstává stále závažným záporem v zavádění vstřikování u dvoudobých motorů. Mechanické ovládání se pro regulaci minimálních vstřikovaných množství neosvědčilo a elektronické zařízení je pro motocykl dosud příliš nákladné a choulostivé. Se stoupajícími požadavky na čistotu životního prostředí a s dalším rozvojem a postupným zlevňováním elektroniky můžeme však i v této oblasti očekávat změnu.



Jeden ze způsobů omezení hluku sání.  
Na vstupní hrdlo tlumiče sání je nasazena  
zvláštní koncovka ve tvaru vlnovce, která  
několikrát mění svůj průměr

### Čistič vzduchu a tlumič sání

Dokud neplatila omezení hluku, soustřeďovala se pozornost pouze na čištění nasávaného vzduchu, kterého spotřebovávají motory každou minutu značná množství. Ukažme na příkladu motoru o objemu  $350 \text{ cm}^3$ , jaké množství vzduchu při provozu spotřebuje. Množství vzduchu nasáté při jednom pracovním zdvihu je teoreticky rovno zdvihovému objemu válce. Za 1 minutu spotřebuje motor množství

$$Q_{th} = Vn \quad (\text{m}^3/\text{min}),$$

kde  $Q_{th}$  je teoretické nasáté množství vzduchu ( $\text{m}^3/\text{min}$ ),

$V$  – zdvihový objem motoru ( $\text{m}^3$ ),

$n$  – otáčky motoru ( $1/\text{min}$ ).

Dosadíme-li za  $V$  hodnotu  $350 \cdot 10^{-6}$  a zvolíme otáčky např.  $6000 \text{ l/min}$ , dostaneme množství vzduchu

$$Q_{th} = 350 \cdot 10^{-6} \cdot 6000 = 2,1 \quad (\text{m}^3/\text{min}).$$



Vypočtená hodnota je pouze teoretická, bez přihlédnutí k objemové účinnosti sacího procesu  $\eta_V$ . Tato veličina je měřítkem zdařilosti celého sacího úseku, klikové skříně i vyplachování motoru a zahrnuje zároveň i vliv teploty nasávaného média a vliv odporu, resp. tlakových ztrát v sacím systému.

Průběh objemové účinnosti u dvoudobého motoru závisí na otáčkách. Zahrneme-li tuto veličinu do výpočtu, dostaneme skutečné nasáté množství vzduchu

$$Q_{\text{skut}} = Q_{\text{th}} \eta_V \quad (\text{m}^3/\text{min}),$$

kde  $Q_{\text{skut}}$  je skutečné nasáté množství vzduchu ( $\text{m}^3/\text{min}$ ),  
 $\eta_V$  – objemová účinnost.

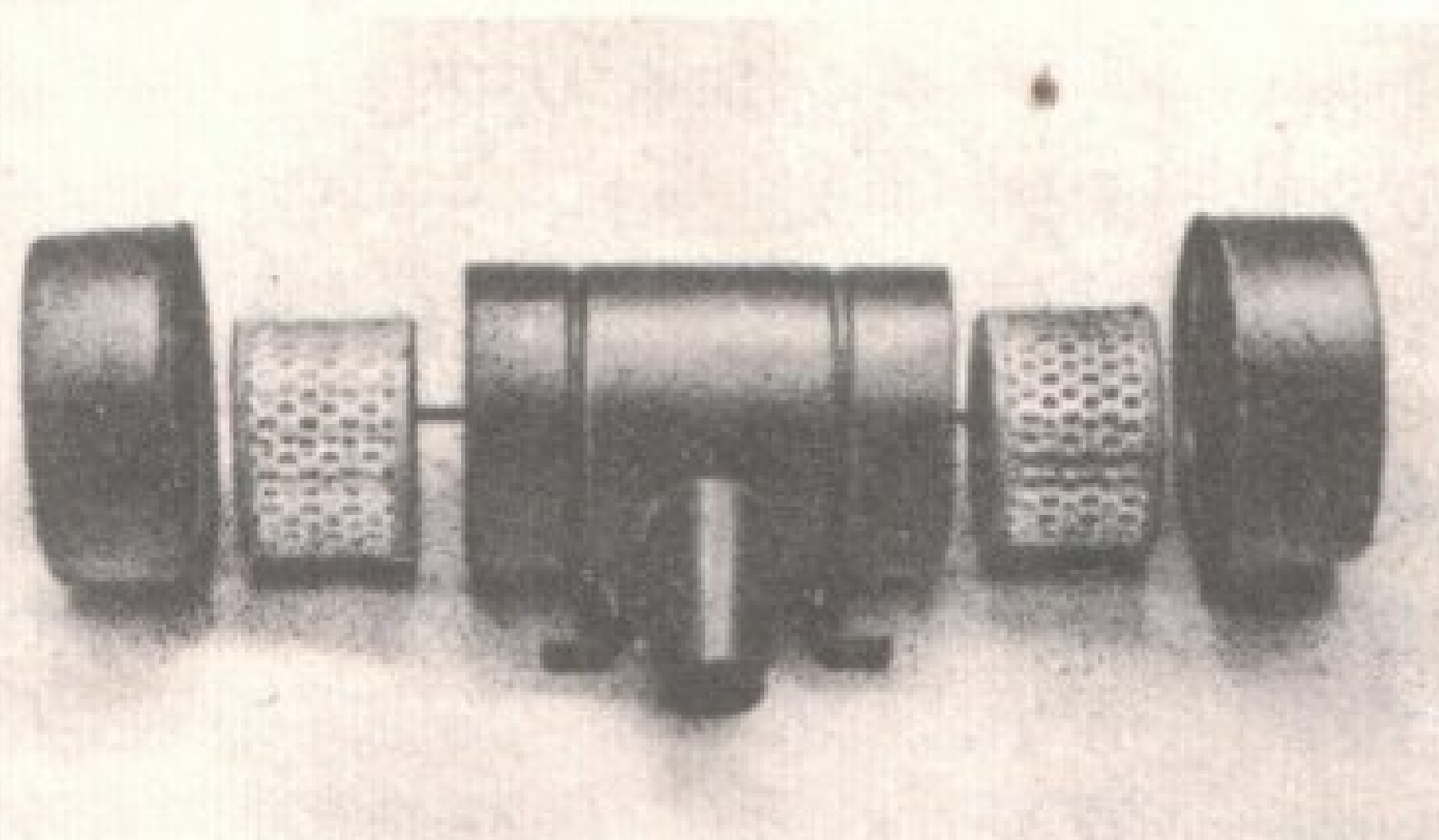
Objemová účinnost pro dobrý dvoudobý motor při 6 000 otáčkách za minutu je asi 0,4. Po dosazení do uvedeného vztahu bude

$$Q_{\text{skut}} = 2,100 \cdot 0,4 = 0,84 \quad (\text{m}^3/\text{min}).$$

Přepočteme-li toto množství na  $\text{m}^3/\text{h}$ , zjistíme, že motor nasaje  $50,4 \text{ m}^3$  vzduchu za hodinu.

Zamyslíme-li se nad vypočtenými hodnotami nasávaného množství vzduchu, vidíme, jak vysoké nároky jsou kladeny na čističe vzduchu, zvláště pak u soutěžních a terénních motorů pracujících v prašném prostředí.

Vývoj čističů vzduchu začal u motocyklů drátěným sítkem zabraňujícím vstupu nejhrubších nečistot do motoru – šlo zejména o kaménky a přímý nápor bláta. Poněkud lepší účinek měly čističe tvořené kovovou drátěnkou, uzavřenou v drátěném sítku a navlhčenou olejem. Další vývojovou fází byly již kombinované tlumiče sání s mohutnější čisticí vložkou z kovové drátěnky. Hluk sání se částečně pohlcoval ve vložce a částečně se tlumil tvarováním komory tlumiče sání i jejího vstupu a výstupu.



Komora tlumiče sání s dvěma mikročističi na stranách

Někdy se používaly jako čistič vzduchu i drátěné vložky ponořené částečně v oleji, ale značný průtočný odpor nedovoloval jejich uplatnění u dvoudobých motorů.

Moderní řešení čističe vzduchu v kombinaci s tlumičem sání záleží v umístění vložky suchého mikrofiltru v komoře tlumiče sání. Tento způsob vyhovuje pro cestovní, sportovní, soutěžní a terénní stroje. Silniční závodní motocykly jezdí



výhradně po bezprašných vozovkách a čistič vzduchu nahrazuje pouze sací nátrubek.

Čisticí vložkou musí projít všechn nasávaný vzduch do karburátoru — to znamená i přídavný vzduch pro systém běhu naprázdno, jehož vstup do karburátoru bývá někdy samostatný.



Mikročističe z plastické hmoty natažené na ocelovou kostru.  
Tyto mikročističe je možno prát v benzínu

Dnes se výrobou čisticích vložek zabývá řada firem. Jejich výrobky jsou různé tvarem, velikostí plochy, materiálem vlastní čisticí vložky apod. Liší se však i svou účinností, jímatelností a velikostí tlakových ztrát, která určuje jejich podíl na odporu sacího systému. V zásadě lze říci, že zavedení mikrofiltrů bylo pro motory přínosem jak z hlediska jejich životnosti, tak i pro snížení odporu v sání. Je proto třeba zdůraznit skutečnost, že přechod z mechanických nebo olejových čističů na mikrofiltry vyžaduje nové seřízení karburátoru. To lze vysvětlit právě zmenšením sacích odporů a tím i změnou podtlakových poměrů v difuzéru. Bez změny seřízení dochází zpravidla k ochuzení směsi, a je proto nutné při použití mikrofiltru zvětšit trysky a překontrolovat seřízení celého karburátoru.

Místo papírových mikrofiltrů mají v některých případech nejčastěji terénní nebo soutěžní motocykly vložky z měkké porézní plastické hmoty navléknuté na drátěnou kostru. Vložka mikrofiltru je napuštěna řídkým olejem a je nutno ji často prát v benzínu.

Při konstrukci čističů vzduchu je třeba dodržet několik základních zásad. Celková průtočná plocha mikrofiltru musí odpovídat nasávanému množství vzduchu, aby nedocházelo k zbytečným tlakovým ztrátám. Pro motory s větším pracovním objemem jsou tedy nutné rozměrnější mikrofiltry anebo dvě vložky umístěné vedle sebe nebo nad sebou. Komora čističe musí chránit vložky před přímým nápořem vody a bláta. Na druhé straně však čistič vzduchu nesmí být utěsněn tak, aby se škrtil vstup nasávaného vzduchu.

Podmínkou spolehlivé funkce čističe je bezvadné utěsnění vložky ve dně komory čističe i těsnost mezi vložkou a víčkem.

Pro výkonové parametry motoru je důležitý tvar napojení komory čističe na karburátor i celkový objem prostoru mezi vložkou a karburátorem. Dřívější



požadavky na mimořádně velký objem tohoto prostoru, takzvané uklidňovací komory, již překonaly novější výzkumy s plynulými přechody mezi karburátorem a vnitřním průměrem mikrofiltru.

Údržba moderních vložek z papírové nebo buničité hmoty je velmi jednoduchá. Zanesenou vložku vyhodíme a nahradíme novou. Vyfouknutí prachu proti směru sání vzduchu je jen krajně nouzovou pomocí. Důležitá je kontrola správného těsnění obou čel mikrofiltru.

## 4.8 VÝFUKOVÝ SYSTÉM

Výfukový systém je důležitým doplňkem všech motorů. U motorů s dvoudobým pracovním oběhem má však rozhodující vliv na výkonové parametry motoru.

Montáží nesprávného výfuku nebo neodbornou úpravou původního výfukového potrubí či tlumiče výfuku se zcela zmaří veškeré práce vývojových a zkušebních techniků na výzkumu výfukového systému, směrodatného pro stanovení rozměrů potrubí i konstrukce tlumiče. Tuto nesčíslněkrát potvrzenou skutečnost dnes již zná a respektuje i většina začínajících závodních jezdců, avšak ještě před několika lety si nezkušení nadšenci upravovali výfukové potrubí dvoudobých motorů podle vzoru čtyřdobých silničních závodních motocyklů.

První fází těchto amatérských zásahů bylo odstranění původního tlumiče a ponechání pouze výfukové trubky, druhou nahrazení tlumiče mohutným otevřeným trombonem. V obou alternativách se citelně snížil výkon motoru a výsledkem úpravy bylo značné zvýšení hlučnosti a spotřeby.

Průtok plynů ve výfuku se řídí složitými zákony nestacionárního proudění, jehož výpočet je neobyčejně složitý. Samočinné počítače v dobře vybavených výzkumných ústavech našly už určité početní výsledky, avšak hlavní objem práce spočívá stále na výzkumném pracovníkovi při ověřování vypočtených hodnot ve zkušebně motorů. V praxi naprosté většiny motocyklových továren se podle všeobecně známých zásad a vlastních zkušeností s dřívějšími typy navrhne několik modifikací výfukového systému, které se ověřují a dále vylepšují při zkoušení motoru na výkonové brzdě.

Jeden výfukový systém vyhovuje teoreticky pouze pro jednu hodnotu otáček motoru; v praxi pro určitý poměrně úzký rozsah otáček. Výsledná úprava výfuku je tedy přizpůsobena nejvíce používaným hodnotám otáček s přihlédnutím na možnost provozu v jejich dalších režimech.

Podívejme se nyní na dění ve výfukovém systému.

Při otevření výfukového okénka ve válci horní hranou pístu vznikne v tomto místě impuls, jehož důsledkem je přetlaková vlna, šířící se rychlostí zvuku v daném prostředí. Ve výfukovém potrubí bývá rychlost zvuku značně vyšší než ve volné atmosféře. Plyny ve výfukovém potrubí jsou postupně vystaveny působení tlakové vlny. Dochází k pohybu plynů směrem od motoru ven, avšak vzhledem k zpětným odrazům tlakové vlny i ke kmitavému pohybu plynů ve směru podélné osy výfuku.



I kmitání plynů se řídí složitými vztahy danými tvarem výfukového potrubí a odrazy tlakové vlny na částečně otevřeném konci výfukového potrubí i odrazy u otvoru ve válci.

Úkolem správně dimenzovaného výfukového systému je pomáhat odchodu výfukových plynů z válce a jejich odchodem zlepšovat průběh vyplachování. Při vyplachování pracovního prostoru přepouštěcími proudy dojde k určitému smíšení spálených plynů s čerstvou zápalnou směsí a část čerstvé směsi unikne do výfukového kanálu. Tam míšení zápalné směsi s výfukovými plyny pokračuje, avšak směs plynů blízko u motoru obsahuje poměrně málo spálených plynů. Proto je snaha výfukový systém rozměrově uspořádat tak, aby v závěrečné fázi došlo vlivem kmitání ke zpětnému pohybu a k návratu části již uniklých plynů zpět do pracovního prostoru válce. Zápalná směs obsahující jen menší procento spálených plynů se může využít při spalování.

První částí výfukového potrubí je většinou trubka kruhového průřezu, která se ohýbá podle umístění motoru v šasi. U tohoto dílu má vliv na výkon motoru délka a průměr; pozvolné ohyby se funkčně vcelku neprojeví.

Druhou částí je expanzní kužel, ve kterém proudící plyny zvětší svůj objem a ochladí se. Tento kužel působí i jako ventil, který dovoluje pohyb jenom ve směru ven z motoru. Rozměry kužele mají vliv na činnost motoru.

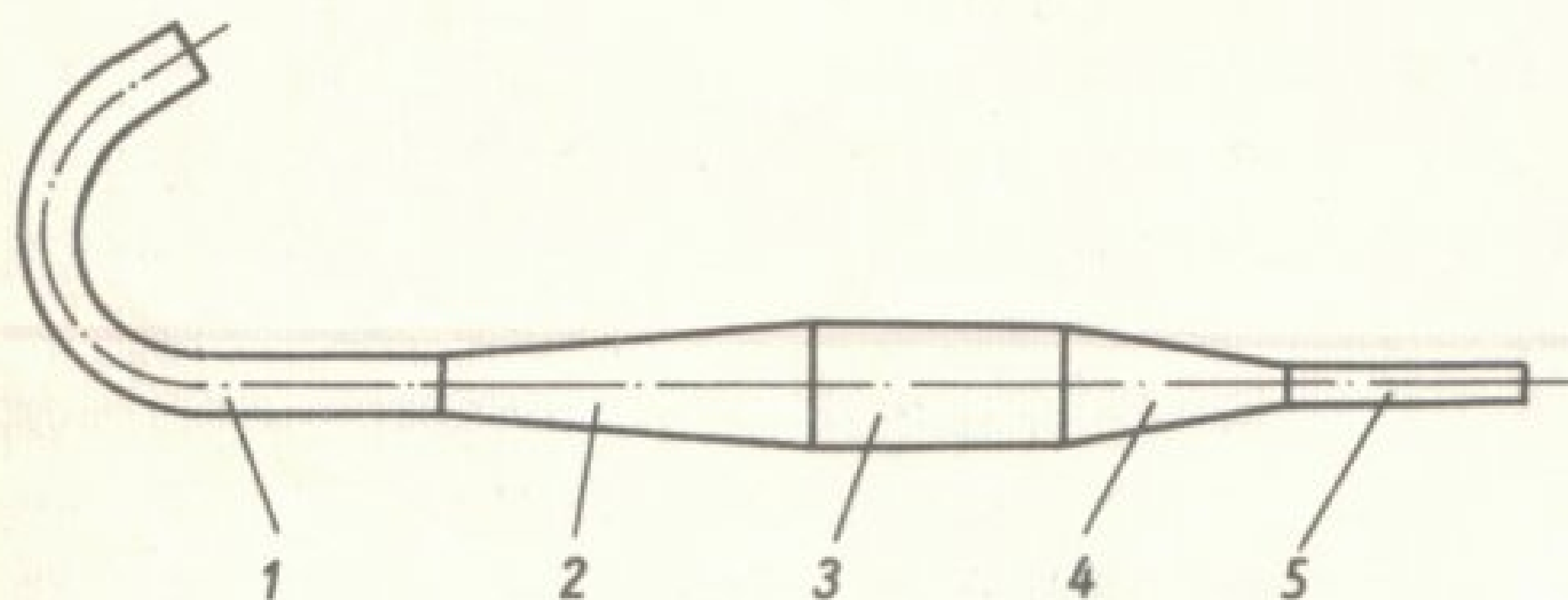


Schéma výfukového systému dvoudobého motoru: 1 – výfuková trubka, 2 – expanzní kužel, 3 – rezonátor, 4 – protikužel, 5 – koncovka

Třetí díl je zpravidla válcový a hlavním funkčním rozměrem je zde jeho objem. Tento díl působí jako rezonátor a ovlivňuje vlastní kmitočet celého systému.

Další částí výfukového systému je kužel situovaný obráceně než kužel expanzní. Bývá většinou strmější než expanzní kužel a působí jako clona pro odraz tlakové vlny.

Posledním funkčním členem je trubka menšího průměru, která přizpůsobuje výfukový systém pro širší rozsah otáček motoru. Změnou délky a průměru této trubky je možno ještě celý výfukový systém doladit.

Často je nutné z konstrukčních důvodů určité prolisování nebo proklepání výfukového potrubí pro rámovou trubku, stojánek, stupačku nebo pedál brzdy. Tyto úpravy se na funkci výfukového systému ani výkonu motoru většinou neprojeví, jen ve zvláštních případech se mohou projevit mírně negativně.

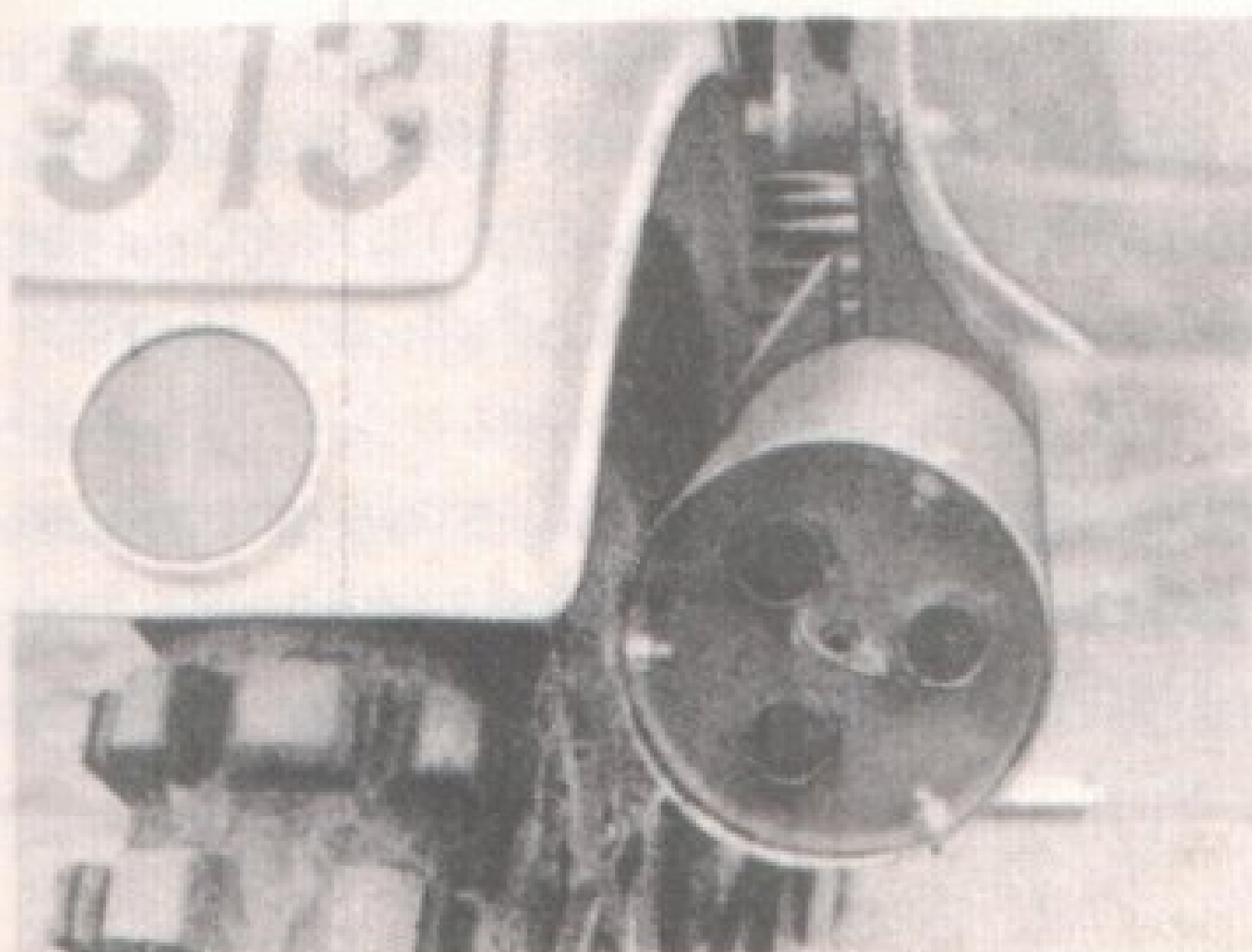




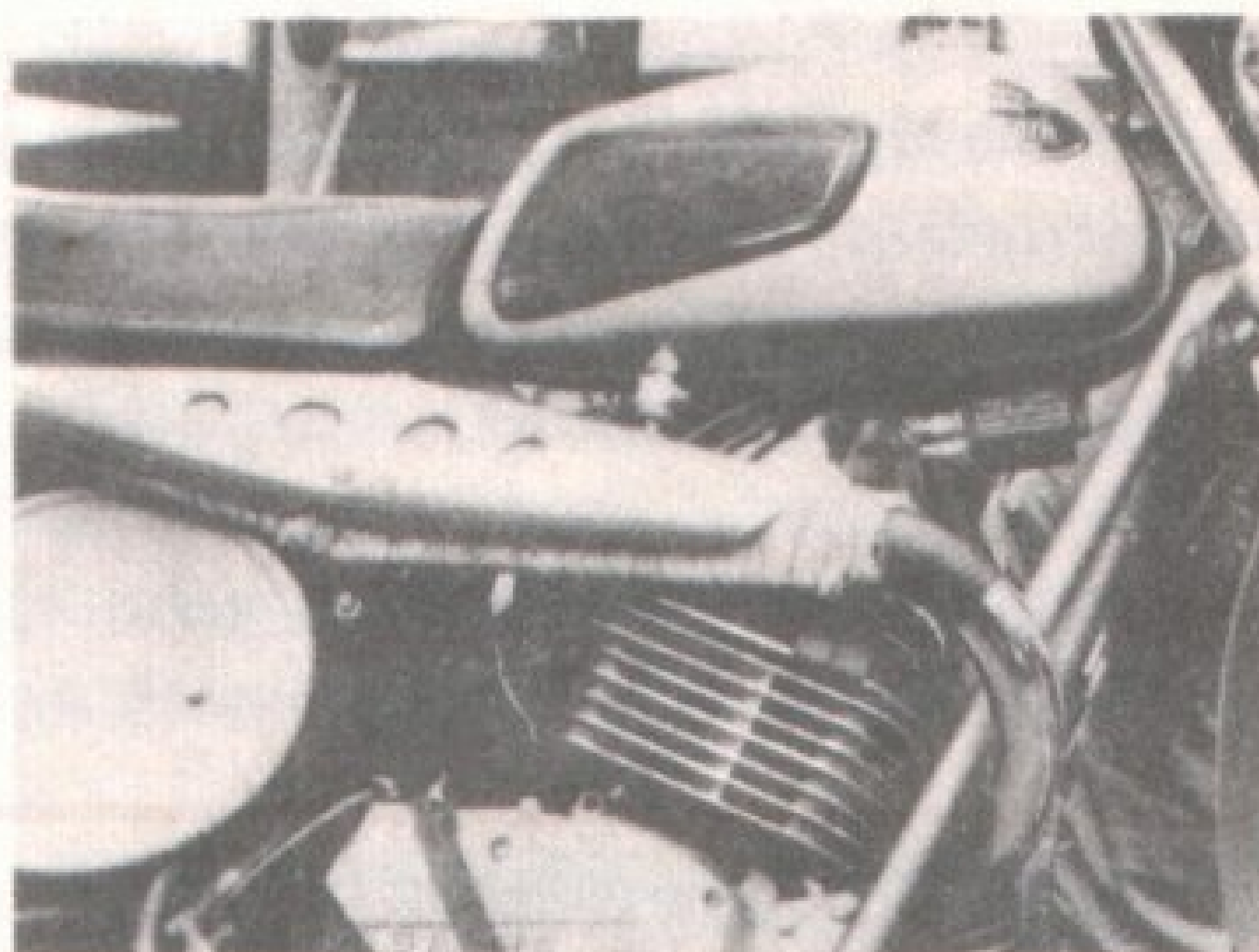
I na soutěžních motocyklech vychází často výfukové potrubí s účinným tlumičem hodně dlouhé



Výfukový systém ovlivňuje parametry motoru i hlučnosti; na obr. zajímavé řešení výfuku u terénního motocyklu Puch



Příklad zajímavého ukončení výfuku



I obalení výfuku snižuje hluk

U víceválcových dvoudobých motorů se dosud nepodařilo vyřešit spojení dvou nebo více výfukových trubek jednotlivých válců do společného výfukového systému — vždy dochází k nepříznivému vzájemnému ovlivňování jednotek a k poklesu celkového výkonu víceválcového motoru. Naopak bylo v mnohých případech úspěšné rozdělení výfukových plynů z jednoho válce do dvou samostatných výfukových systémů.

Popsaná uspořádání řešila pouze odvod výfukových plynů z motoru z hlediska výkonových a ekonomických parametrů motoru. Výfuk je však největším zdrojem hluku na dvoudobém motocyklu, a proto se musí jeho intenzita utlumit.

Problémy hluku budou podrobněji analyzovány v další části. Zde je nutno uvést, že účinný tlumič výfuku může být uložen přímo v prostoru výfukového systému mezi expanzním kuželem a protikuželem anebo na konci jako doplňkový tlumič. Někdy se s výhodou kombinuje účinek obou tlumičů. Každý tlumič ovlivňuje činnost celého výfukového systému, a proto se musí s jeho vlivem počítat. Často i malý dodatkový tlumič výfuku montovaný na konec výfukového



potrubí soutěžních nebo terénních motocyklů vyvolá nutnost rozměrových změn původního výfukového systému.

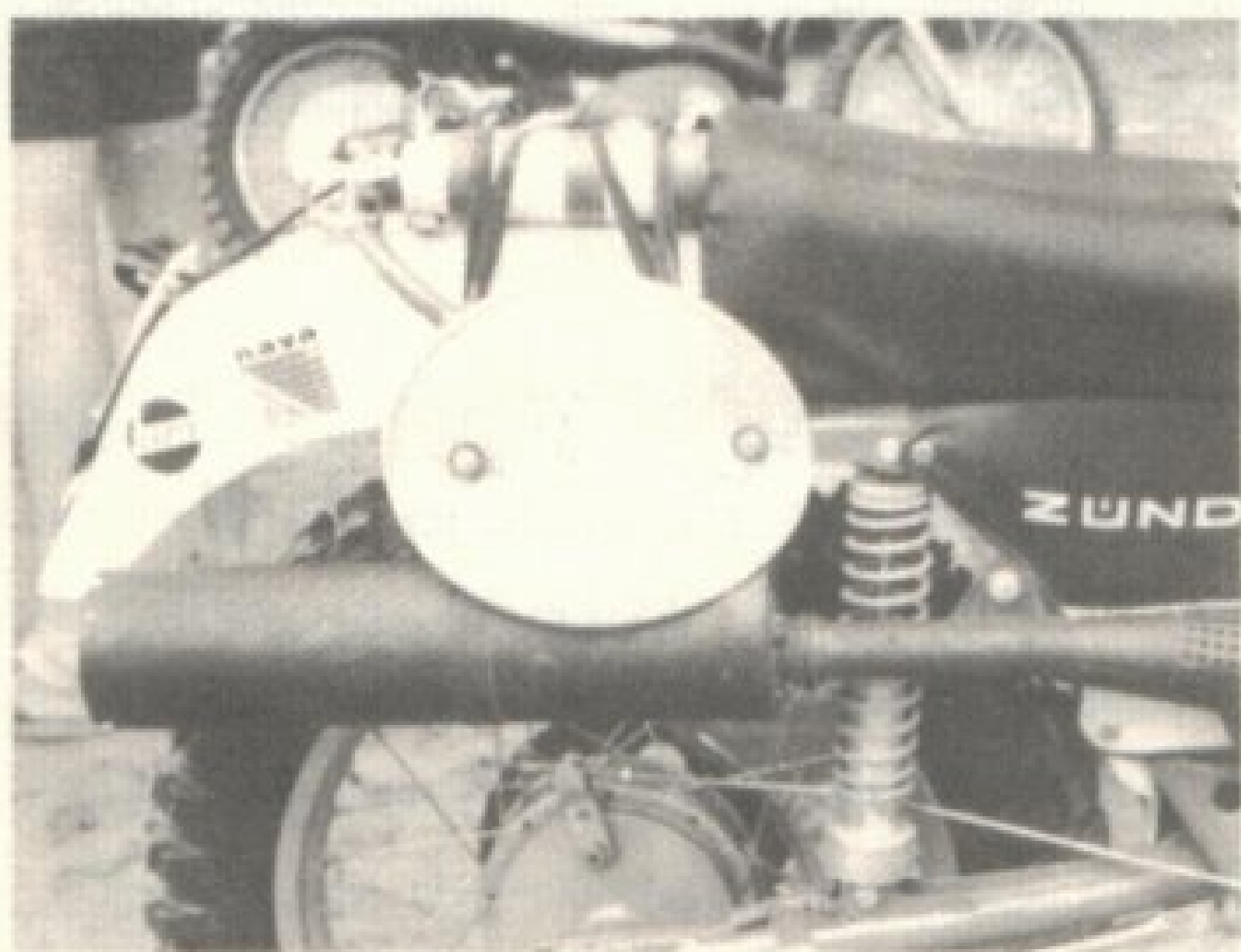
Tlumiče výfuku je podle principu jejich činnosti možno rozdělit do tří skupin:

První, nejběžnější skupinu tvoří tlumiče výfuku s přepážkami, na které tlakové vlny narážejí, rozdělují se a tím ztrácejí svou intenzitu. Přepážky musí být dosti tuhé, aby nedocházelo k jejich vlastní rezonanci, a musí dobře těsnit v plášti tlumiče výfuku.

Druhou možnost utlumení hluku zajišťují rovněž přepážky, avšak jejich funkce záleží v přiškrcování a měnění dráhy plynu. Velmi komplikovaná dráha výfukových plynů může přinést po hlukové stránce stejný výsledek jako odražení a dělení tlakových vln.

Poslední druh tlumičů využívá možnosti pohlcování tlakových vln. Zatím co v prvních dvou případech jsou to v praxi plechy nebo výjimečně azbestové přepážky, třetí druh má trubice s mřížkami vyplněnými skleněnou vlnou nebo kovovou drátěnkou. Průchod plynů do trubice je volný, avšak tlakové vlny při jejich průchodu pohlcuje tlumicí materiál. Tento způsob umožňuje stavbu malých a lehkých tlumičů s nepatrným objemem a osvědčuje se zejména jako doplňkový tlumič zařazený na konci výfukového systému. Principu pohlcování tlakových vln využívají i amatéři, když pro požadované snížení hluku vkládají do tlumiče výfuku například drátěнку na nádobí.

Podstatnou nevýhodou tohoto posledního systému je velmi malá životnost a trvanlivost vložené skleněné nebo kovové drátěnky; systém však vyhovuje pro snížení hluku speciálního motocyklu na jeden závod nebo kratší soutěž.



Doplňková tlumicí koncovka se dobře osvědčuje

#### 4.9 HLUK A ŠKODLIVINY

Ochrana našeho životního prostředí je dnes celosvětovým problémem, ale stále bohužel bylo o podmínkách pro jeho zlepšení nebo alespoň udržení na současné úrovni mnohem více napsáno než skutečně vykonáno.

Mezi škodlivinami je nutno dělat rozdíl, některé jsou pomíjející a jiné se stále koncentrují. Hluk patří nepochybně do první kategorie. Znečišťování atmosféry



stejně jako znečišťování vody může náležet do první i do druhé skupiny. Ve vodě mohou mikroorganismy, vodní rostliny i živočichové zajistit odstranění škodlivých látek. Existuje však mez, za kterou již samočisticí schopnost vody nedostačuje; vlivem zhoršených podmínek rostliny hynou a životní prostředí se pak katastrofálně zhoršuje.

Podobná situace je v ovzduší, neboť škodlivé látky se šíří do ohromných vzdáleností. Nejhorší je pochopitelně stav ovzduší v průmyslových velkoměstech, avšak na druhé straně bylo také prokázáno, že např. rozsáhlé lesnaté skandinávské země zamořuje kouř až z Velké Británie, Belgie, Dánska a NSR. Vegetace již dnes není schopna odstraňovat všechny škodlivé látky vypouštěné člověkem do ovzduší a od samého počátku průmyslové éry se podíl kysličníku uhličitého v ovzduší neustále zvětšuje. Do atmosféry však unikají pro lidstvo i rostlinstvo mnohem škodlivější látky než je kysličník uhličitý, a to kysličník uhelnatý, kysličník siřičitý, kysličníky dusíku i různé sloučeniny olova.

Výfukové plyny motorových vozidel se podílejí nejvíce na zamoření rušných ulic velkoměst. V Londýně, Los Angeles, Tokiu i Lyonu vyvolával smog těžké nemoci i úmrtnost obyvatelstva. Kysličník uhelnatý zabíjí myš, umístěnou ve špičkových hodinách provozu na holou zem na křižovatce u Opery v Paříži.

Tímto poněkud obsáhlejším úvodem jsem chtěl čtenáři naznačit některé záporné důsledky celosvětové průmyslové éry a z tohoto pohledu je rovněž třeba chápat všechna opatření, která se v určitém rozsahu dotknou i rozvoje motocyklového provozu. V každém případě je třeba se i v konstrukci a stavbě motocyklů zaměřit na další snížení hluku a omezení škodlivosti výfukových plynů a nikoli bojovat proti zavádění nových hygienických předpisů.

### *Hluk motocyklů*

Je známo, že ve většině zemí roste snaha po snížení hluku motorových vozidel, podepřená přísnými dopravními předpisy. Je tomu tak proto, že hluk velmi škodí lidskému zdraví a boj proti němu se stal společenskou nezbytností. Tomuto směru bylo nutno přizpůsobit i vývoj motocyklů, neboť ty jezdí po městech, sídlištích i v rekreačních oblastech. Přihlíželo se k tomu, že je nutno chránit i zdraví jezdců, na které při jízdě působí hluk vlastního stroje.

Hlukem se v akustice nazývá zvuk, který se vůči člověku projevuje rušivě a škodlivě. Veličinou k určování velikosti hluku je tzv. hladina hluku, která se udává v decibelech [dB(A)] a její číselná hodnota je stanovena vztahem

$$B = 20 \log \frac{p_i}{p_0} \quad [\text{dB(A)}],$$

kde  $B$  je hladina hluku [dB(A)],

$p_i$  – akustický tlak celkového hluku (Pa),

$p_0$  – prahová hodnota akustického tlaku rovná  $2 \cdot 10^{-5}$  (Pa).



Hladina hluku se měří hlukoměry. Tyto přístroje nemají lineární kmitočtovou charakteristiku, ale tři různé charakteristiky *A*, *B*, *C*, podle nichž se snižuje citlivost přístroje v některých kmitočtových frekvencích, především nízkých. Podle toho, které charakteristiky se při měření použije, doplňuje se výsledek měření ještě jejím označením, např. 90 dB(A).

Pro názornost uvedeme hodnoty hladiny hluku v decibelech pro různé prostředí našeho okolí

- 140 — práh bolesti
- 130 — pneumatická kladiva
- 120 — houkačka automobilu
- 110 — pop-music
- 100 — hlučný provoz metra
- 90 — interiér autobusu
- 80 — hluk provozu na křižovatce
- 70 — rozhovor
- 60 — prostředí kanceláře
- 50 — klidný byt
- 40 — knihovna
- 30 — dobrá ložnice v noci
- 20 — šelest listů
- 10 — práh slyšitelnosti

Hluk motocyklu lze měřit dvěma způsoby, a to statickou nebo dynamickou zkouškou. Při statické zkoušce stojí motocykl na místě a otáčky motoru se nastaví na předepsanou hodnotu kontrolovanou připojením přesného otáčkoměru, využívajícího jako impuls nejčastěji zapalování motoru. Mikrofony jsou umístěny ve stanovených vzdálenostech od stroje a snímají hlukovou hladinu běhu nezátíženého motoru v předepsaných otáčkách.

Statická metoda však nedává spolehlivý obraz skutečné hlučnosti motocyklu, neboť se neměří pracovní režim zatíženého motoru a do zkoušky se nezahrnuje vliv hlučnosti celého převodného ústrojí. Další nevýhodou statického způsobu měření je u dvoudobých motorů obtížnost udržet nezatížený motor v předepsané hodnotě otáček — kolísání otáček narušuje přesnost měření.

Při dynamické metodě se měří hladina hluku při jízdě. Stanoví se rychlost jízdy a předepíše se zařazení rychlostního stupně — obvykle druhého stupně u čtyřrychlostních a třetího u vícerychlostních převodovek, aby bylo dosaženo požadovaných otáček. Při jízdě kolem mikrofونů je třeba zajistit průjezd plynulou rychlostí bez ubírání plynu. Před ověřovacími hlukovými zkouškami každého typu motocyklu se podle předpisů v některých zemích přezkušují také maximální udávané jízdní parametry motocyklu, aby výrobce nemohl seřídít motor předváděného zkušebního vzorku na nižší hlučnost za cenu snížení výkonových parametrů.

Hladina hluku cestovních motocyklů se ve většině států postupně snižuje a přís-



nější a přesnější jsou i metody jejího měření. Hlučnost se sleduje i u maloobjemových strojů třídy do 50 cm<sup>3</sup>. Při měření hluku odpovídajícím zhruba využití 2/3 maximálního výkonu jsou pro motocykly nad 50 cm<sup>3</sup> předepsány hodnoty hladiny hluku ve většině evropských zemí 84 decibelů a pro stroje do 50 cm<sup>3</sup> 80 decibelů.

V oblasti motocyklového sportu začaly hlukové zkoušky na motocyklových soutěžích, neboť soutěžní motocykly mají vyhovovat předpisům pro cestovní stroje. V souladu s požadavky ozdravení životního prostředí vyvstaly požadavky na snížení hladiny hluku i u všech ostatních druhů motocyklového sportu, neboť obyvatelé bydlící v blízkosti motocyklových a automobilových sportovních areálů nekompromisně požadují podstatné snížení hlučnosti anebo zákaz závodění.

Hladina hluku terénních motocyklů se zatím kontroluje statickou metodou a podobně se uskutečňuje i měření silničních závodních a plochodrážních strojů. Nejobektivnější výsledky dává měření hlučnosti soutěžních motocyklů, které probíhá od svého vzniku společně se zkouškou akcelerační. Vedlo k tomu využití skutečnosti, že jezdec k dosažení co nejlepšího času musí při zrychlování využít maximálního výkonu motoru, který je obvykle v oblasti nejvyšších otáček motoru a k jeho dosažení je třeba úplného otevření karburátoru. Při tomto pracovním režimu bývá nejvyšší i hladina hluku motocyklu, což platí bez zřetele na objem jeho válce. Je-li si jezdec vědom nadměrné hlučnosti svého stroje, může pochopitelně výsledek měření hladiny hluku ovlivnit tím, že na části trati poněkud přivře karburátor a nevyužije tak plně výkonu motoru svého stroje. To je však v jeho neprospěch, neboť pak dosáhne při zkoušce akcelerační, která je rovněž hodnocena klasifikačními body, horšího času. K plnému úspěchu při soutěži je tedy třeba, aby měl jezdec motocykl nejen výkonný, ale i málo hlučný.

Podle předpisů, platných pro motocyklové soutěže, probíhá kontrola hluku motocyklů takto:

Hladina hluku se měří při zkoušce akcelerační na 200 m hlukoměrem nastaveným na charakteristiku A. Jezdec, který vyjede ze startovní čáry, musí projet pásmem širokým 2 m, přičemž vyjetí z pásma je kvalifikováno jako nesplnění zkoušky. Ve vzdálenostech 30 m a 50 m od startu jsou na levé straně ve směru jízdy ve výšce 1 m nad vozovkou umístěny dva mikrofony, snímající hladinu hluku. Od středové osy jízdního pásma jsou vzdáleny 7,5 m.

Přípustná hladina hluku soutěžních strojů měřená tímto způsobem se postupně mění. V roce 1967, kdy se s kontrolou hluku začalo, byly stanoveny limity v rozmezí 92 až 95 dB(A), odstupněné podle objemových tříd. Pro rok 1972 byl v platnosti jednotný limit 94 dB(A), pro rok 1973 92 dB(A). Lze předpokládat, že tato hodnota se bude dále snižovat.

### *Tlumení hluku*

Účinné utlumení hluku motocyklů, nemá-li způsobit zhoršení výkonu motoru, je velmi složité. Vyžaduje značné teoretické znalosti, praktické zkušenosti a obvykle



i rozsáhlé zkoušky, k nimž jsou zapotřebí měřicí přístroje. Pro účinné snížení celkové hlučnosti motocyklu je nutné zjistit podíl hlavních zdrojů hluku.

Hluk motocyklu způsobuje řada dílčích činitelů, které můžeme zhruba rozdělit na sací a výfukový systém motoru a různé mechanismy. Lze říci, že tyto tři složky ovlivňují u soudobých motocyklů celkovou hladinu hluku přibližně stejně.

Hluk sání a výfuku se do okolí šíří v zásadě stejně. Jejich vznik záleží především v tom, že při běhu motoru vznikají v sacím a výfukovém systému periodické pulsace nasávaného vzduchu, resp. výfukových plynů, které se od vyústění těchto systémů šíří do volného ovzduší kolem motocyklu a způsobují vznik akustického tlaku hluku. Tyto pulsace bývají tlumeny akustickými tlumiči, pracujícími na principech uvede-  
ných v předešlé části.

Hluk sání a výfuku se šíří do okolí i tak, že některé jeho složky pronikají stěnami trubek a tlumičů, z nichž jsou oba systémy složeny. Intenzita těchto složek závisí na konstrukčním uspořádání a vlastnostech materiálu dílů, z nichž se sací a výfukový systém skládají. Vyzařování hluku je menší, mají-li sací a výfukové trubky a pláště tlumičů tlustší stěny, čímž samozřejmě vzrůstá zároveň jejich hmotnost. Tlumiče sání, které nejsou vystaveny vysokým teplotám, se proto často vyrábějí z plastických hmot. Stěny tlumičů sání mají uvnitř nebo vně někdy vrstvu porézní hmoty, která pohlcuje část hluku. K tomu je velmi vhodný pěnový molitan, a to jak svými absorpčními schopnostmi, tak velmi malou měrnou hmotností.

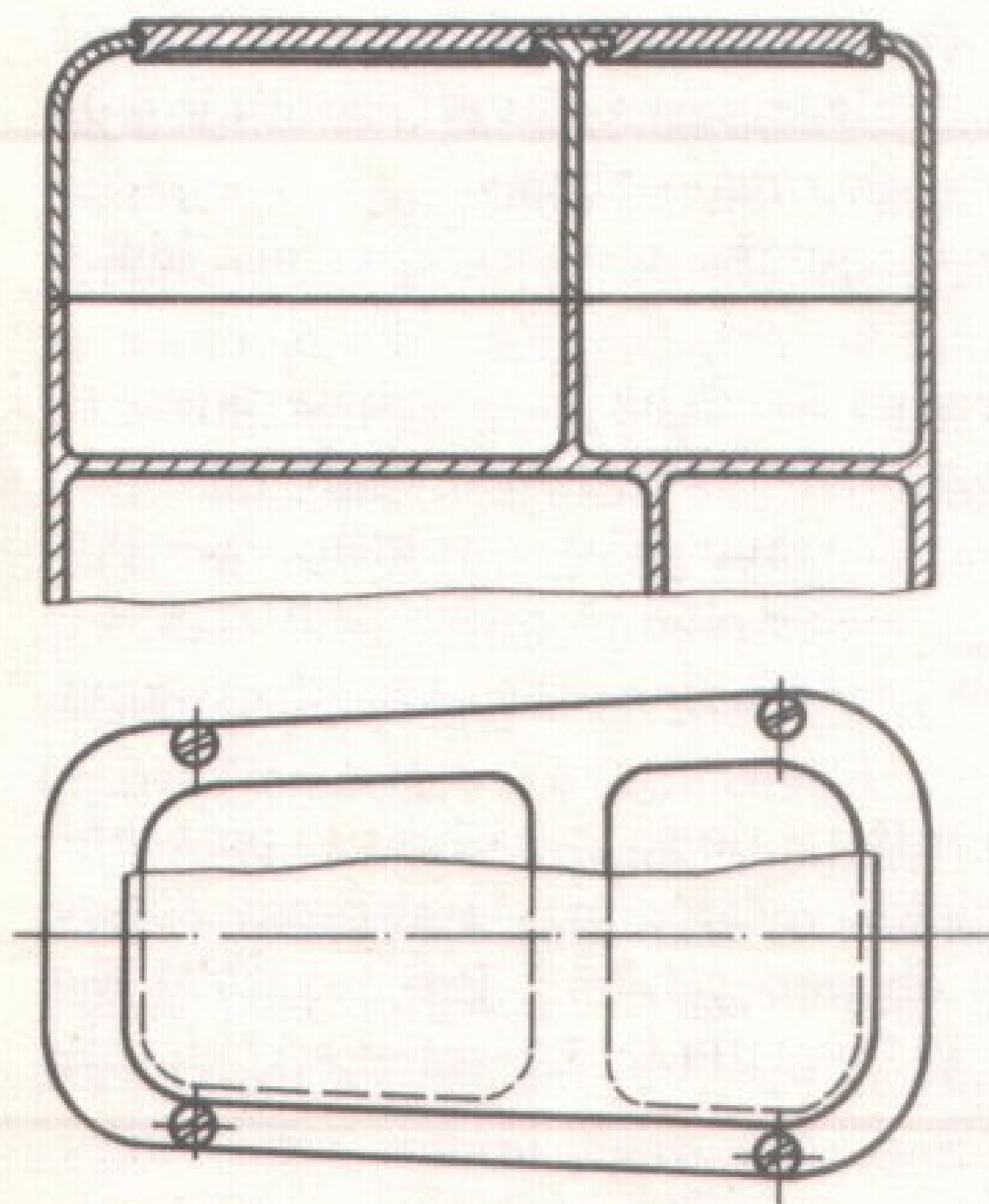


Schéma krycího víka motoru, kde kovové stěny jsou částečně nahrazeny měkčím nekovovým materiálem k omezení vyzařování hluku z motoru

Kromě hluku sacího a výfukového systému motoru se v celkovém hluku motocyklu uplatňuje mnoho dílčích hluků mechanického původu. Zdroji těchto hluků jsou především klikový mechanismus motoru, spalování směsi ve spalovacím



prostoru, ozubená soukolí převodů, ložiska, pneumatiky, popř. i chladicí větrák. Tyto zdroje způsobují rozkmitávání povrchu motorového bloku a některých dílů podvozku a jejich kmitání se od kmitajících ploch šíří dále do okolí jako hluk. Výzkumy se zjistilo, že u motorů chlazených vzduchem se přitom nejzávažněji uplatňuje kmitání chladicích žebër válce a hlavy válce, neboť je nejintenzivnější a žebra mají ve svém souhrnu velkou plochu. Proto se před několika lety začalo kmitání žebër různými způsoby omezovat. Nejúčinnější je tlumit kmitání žebër prvky s velkým vnitřním útlumem, vyrobenými například z pryže, které se buď s přesahem vkládají do otvorů v žebrech či mezi žebra, anebo se přitlačují na jejich okraje. Podobný význam má slévání okrajů chladicích žebër. V tomto případě se ovšem kmitání žebër netlumí, ale jeho frekvence se přesouvá do oblasti kmitočtů, kde nejsou měřicí přístroje ani lidské ucho tak citlivé.

Jak jsem již uvedl, rozhoduje o výši celkového hluku motocyklu řada dílčích zdrojů. Jednotlivé dílčí hladiny hluku se však nesčítají aritmeticky, ale kombinují složitějším způsobem. Na výši celkové hladiny má vliv především ta dílčí složka, která je nejvyšší. Chceme-li tedy celkovou hladinu snížit, musíme vždy najít zdroj s nejvyšší dílčí hladinou a ten utlumit. Při určitých zkušenostech je možno postupovat zkusmo.

Na hladinu hluku motocyklu má velký vliv i jeho mechanický stav, jemuž by proto měl jezdec věnovat i z tohoto důvodu zvýšenou pozornost. Nepříznivý vliv na hlučnost motocyklu má zejména špatné utěsnění spojů výfukového i sacího systému, popřípadě neúplnost tlumiče výfuku. Zanesení výfuku je však z hlediska hluku příznivé. Hlučnost dále zvyšují především příliš volné písty, opotřebená ozubená kola všech převodů a opotřebená ložiska. Podstatný vliv na celkovou hlučnost motocyklu má konstrukční řešení i jakost dílenského zpracování dílů primárního převodu. Toto převodné zařízení přenáší trvale ve vyšších otáčkách celý výkon motoru a poměry jsou zde zvláště nepříznivé pro ozubená kola s rovnými zuby. Důležitý je i dobrý stav podvozku, zejména úplnost a dotažení všech spojovacích členů, připevňujících krycí plechy, blatníky, palivovou nádrž, schránky apod.

### *Škodlivost výfukových plynů*

Nejenergičtěji se postupuje proti škodlivosti výfukových plynů v USA, neboť problém ochrany životního prostředí se zde stává stále ožehavějším a jeho řešením se zabývají nejvyšší vládní místa. Vyhlašování smogových poplachů jen potvrzuje naléhavost okamžitého řešení. Situaci však komplikuje skutečnost, že největší „škůdci“ čistoty ovzduší mají právě na rozhodujících místech velmi dobré zastání.

Žádná z organizací vyrábějících v USA nebo vyvážejících do USA motocykly nemůže ve svém vlivu soupeřit s automobilovými nebo elektrárenskými monopoly, a to se projevuje i na připravovaných amerických opatřeních pro provoz nových motocyklů.

Podle odhadu americké agentury pro ochranu životního prostředí (Environmental Protection Agency), založeného na rozboru současných údajů o odbytu, se počítá



s tím, že v roce 1976 přijde na trh USA 2,3 mil. motocyklů ve srovnání s 12 mil. automobilů. V průměru podle amerických měření vypouští dnešní motocykl do ovzduší na 1 ujetý kilometr 20krát více škodlivin než automobil, odpovídající normám pro rok 1976. Podle statistických údajů ujede motocykl 1/3 průměrně ujetých km u automobilu a z toho lze prý odvodit, že bez účinných opatření by motocykly v USA znečišťovaly ovzduší víc než všechny automobily!

Normy mají být jednotné pro dvoudobé, čtyřdobé i rotační spalovací motory a modely od roku 1978 by neměly přesahovat tyto hodnoty:

1. Uhlovodíky — 5,0 g na 1 km (8,0 g na 1 míli).
2. Kysličník uhelnatý — 17 g na 1 km (28 g na 1 míli).
3. Kysličníky dusíku — 1,2 g na 1 km (2 g na 1 míli).

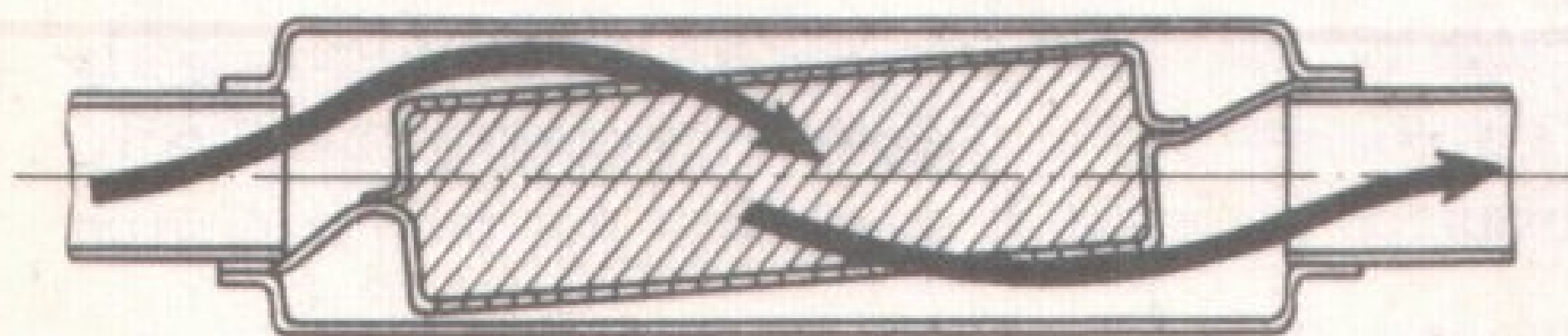
Provozní zkoušky mají být stanoveny tak, aby motor prošel podobnými pracovními cykly jako při běžném provozu včetně řazení při akceleraci a brzdění.

Uvažuje se o tom, že údaje o škodlivinách se budou snímat u nového stroje a po ujetí 5 000 km u motocyklů nad  $170 \text{ cm}^3$ , resp. 2 000 km pod  $170 \text{ cm}^3$ . Další měření může pak být po každých 5 000 (2 000) km až do očekávané životnosti 50 000 km, resp. 20 000 km.

Podobné předpisy, i když snad pro začátek s většími přípustnými hodnotami škodlivin a s pozdějším datem zavedení, připravují další státy. Vývoj v této oblasti tak rychle pokračuje, že některé uváděné údaje budou částečně zastaralé, než čtenář dostane do ruky tuto knížku.

Konstrukční úpravy a adaptace motoru k splnění požadavku na omezení škodlivosti výfukových plynů podle připravovaných norem v USA byly již úspěšně vyřešeny u velkoobjemových čtyřdobých motorů pro vozy americké výroby. Podstatným prvkem rekonstrukce k požadovanému účelu je zařazení mohutného katalyzátoru do výfukového systému, v kterém probíhá dodatečné spálení a okysličení výfukových plynů. Dalšími požadavky jsou provoz na benzín s minimálním podílem olova, bezvadná činnost dodávky paliva i vzduchu a co nejdokonalejší spalování ve všech válcích.

Vývojová pracoviště největších světových výrobců automobilů mají připravené motory, jejichž „čistota“ je hluboko pod všemi dosud udávanými požadavky. Jsou to např. vozidla s elektrickým pohonem, speciálním parním strojem nebo spalovací turbínou, nebo zvláštní zážehový motor Honda s šestidobým pracovním oběhem. Nová perspektivní řešení jsou buď ještě technicky nedokonalá, anebo nákladná a nevhodná. Pouhá úprava běžného amerického automobilu k splnění nových předpisů zvýší jeho výrobní cenu až o několik set dolarů.



Při průchodu výfukových plynů katalytickým čističem, např. s platino-paladiovým katalyzátorem u automobilů koncernu GM v USA, se mění kysličník uhelnatý ( $\text{CO}$ ) na kysličník uhličitý ( $\text{CO}_2$ )



Využití mnohaletých výzkumů amerických automobilových monopolů a uplatnění jejich výsledků při úpravě motocyklů je krajně obtížné nebo i nemožné. Hmotnost, vnější rozměry i cenu účinných katalyzátorů pro automobily se nepodařilo upravit na poměry přijatelné pro motocykl. Základní předností motocyklu však je menší pracovní objem motoru, a tedy i menší celkové množství vzniklých výfukových plynů a škodlivin. Složení výfukových plynů pro splnění absolutních hodnot hmotnosti jednotlivých škodlivin zde tedy nemusí být tak příznivé jako u velkoobjemových automobilů.

Na dvoudobých motorech jsou však podmínky k snížení škodlivosti výfukových plynů nepříznivější, neboť část nespálené zápalné směsi uniká do výfukového systému. Dále výfukové plyny obsahují i složky vzniklé nedokonalým spálením oleje. Hlavní problém je ve velkém podílu nespálených uhlovodíků vzniklých unikem 20 až 35 % zápalné směsi do výfukového systému. Je závislý především na zatížení a nikoli na otáčkách motoru. Podíl kyslíčnicku uhelnatého lze bezvadným seřízením karburátoru nebo vstřikovacím zařízením podstatně snížit a podíl kyslíčnicku dusíku je u dvoudobých motorů zpravidla nižší než u čtyřdobých. Nejobtížnější je u všech zážehových motorů omezení škodlivin ve výfukových plynech při běhu naprázdno a při brzdění motorem. U dvoudobých motorů jsou poměry v těchto pracovních režimech zvlášť nepříznivé, neboť příliš chudá směs s velkým podílem spálených plynů znesnadňuje při běhu naprázdno zapálení. Důsledkem je vynechávání pracovních zdvihů, kdy k zapálení směsi nedojde při každé otáčce – lidově označované „čtyřtaktování“ dvoudobého motoru. Nepravidelným zapalováním se potom podstatně zvýší podíl uhlovodíků i kyslíčnicku uhelnatého ve výfukových plynech. Zlepšení nastane při změně seřízení běhu naprázdno, kdy karburátor dodává bohatší směs. Tato úprava však zpravidla vyvolá nežádoucí zvýšení otáček běhu naprázdno.

Při brzdění motorem, kdy motor běží v režimu vysokých otáček s minimální dodávkou čerstvé zápalné směsi, nedochází vůbec k zapalování anebo pouze k jednomu zapálení za několik otáček klikového hřídele. Pro tento stav by bylo z hlediska škodlivin i účinného brzdění motorem nejvýhodnější úplně přerušit dodávku paliva. Ovládání vozidla seřízeného na nulovou dodávku paliva při dorazu plynové rukojeti je však v běžném provozu obtížné a nepříjemné.

Řešit tento problém lze v zásadě dvěma způsoby. Prvním způsobem je zachování současného seřízení i ovládání motoru, avšak výfukový systém musí být vybaven účinným katalyzátorem pro dodatečnou úpravu spalín.

Druhý, pro dvoudobé motocykly schůdnější způsob využívá možností elektronicky řízeného vstřikovacího čerpadla. Program dodávky paliva se volí tak, že při uzavřené plynové rukojeti se vstřikují dávky paliva odpovídající správné bohatosti směsi a pravidelnému zapalování pouze pro nízké otáčky běhu naprázdno. Jakmile se zvýší otáčky při dorazové poloze plynové rukojeti, tj. režim brzdění motorem, ovládací zařízení vstřikovacího čerpadla přeruší ihned přívod paliva. Nevýhodou tohoto řešení je zvýšení výrobní ceny motocyklu o nákladné elektronicky ovládané vstřikovací čerpadlo a navíc o oddělené mazání čerstvou směsí.



Dále jen krátce uvádíme několik zásad, kterými se řídí výrobci dvoudobých motorů při snižování škodlivosti výfukových plynů.

U karburátorového motoru je nutný pro každý válec zcela samostatný karburátor.

Motor musí mít oddělené mazání, které dodává pouze množství oleje nezbytně nutné pro provoz motoru.

Výfukový systém musí obsahovat katalyzátor pro přídavné spalování výfukových plynů.

Výkonovou charakteristiku motoru je třeba podřídít požadavku účinného spalování co největšího množství zápalné směsi za cenu poklesu max. výkonu motoru.

Tvar spalovacího prostoru i kompresní poměr vyžaduje přizpůsobení provozu na benzín bez olova.

Největším úspěchem konstruktérů a výzkumníků dvoudobých motorů je však vybavení motorů elektronicky řízeným vstřikovacím čerpadlem. Možnosti zlepšení ve složení výfukových plynů jsou i ve vypláchnutí spalovacího prostoru čistým vzduchem a pozdějším vstříknutím benzínu.

Zajímavé by v budoucnosti mohlo být i uplatnění systému NICE, který záleží v úpravě vyplachování s přídavnou klapkou ve výfukovém potrubí ovládanou současně se šoupátkem karburátoru.

#### 4.10 ZKOUŠENÍ MOTORŮ

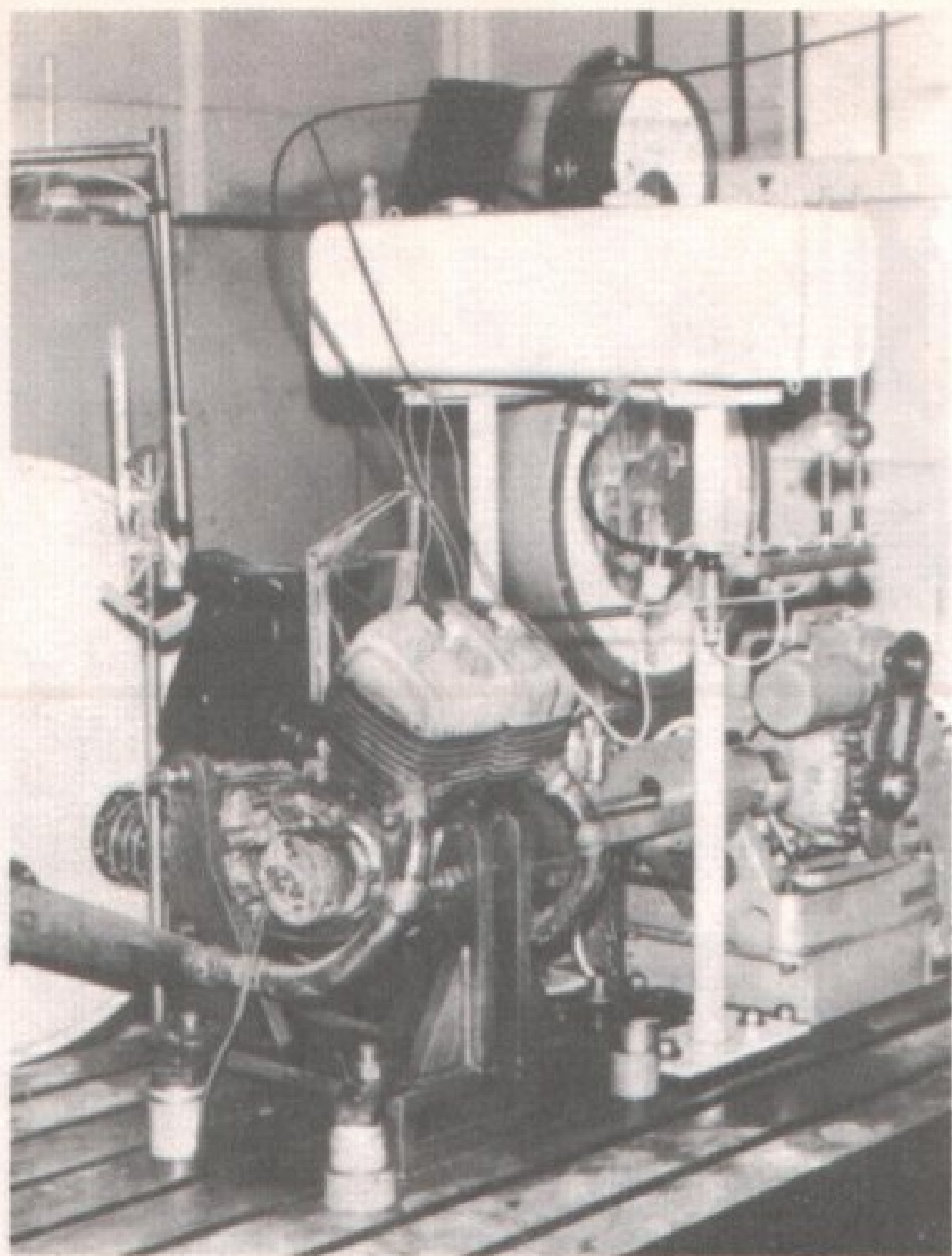
Měření maximální hodnoty výkonu motoru i celé křivky výkonu motoru v závislosti na jeho otáčkách patří k obtížným a náročným zkouškám vzhledem k nutnému vybavení přístroji.

Pro zkoušení spalovacích motorů musí mít výrobce motocyklů zařízenou zkušebnu, která kromě dalších požadavků musí odpovídat i zdravotně hygienickým předpisům.

Moderním řešením ve stavbě zkušeben pro motory jsou navzájem oddělené, hlukově velmi dobře izolované boxy, ve kterých je umístěna výkonová brzda s výkyvným statorem a zkoušený motor. Zkušební technik i mechanik řídí běh motoru dálkovým ovládáním motoru i brzdy ve zvukově izolované kabině. Výkonové brzdy byly původně třecí, dnes jsou výhradně hydraulické nebo elektrické. U hydraulických brzd se brzdicí výkon získává vířením vody mezi výstupky statoru a otáčejícího se rotoru. Regulace zatížení je nejjednodušší zmenšováním prostoru rotoru brzdy, v němž se rotor točí. Průchod vody zajišťuje i účinné chlazení.

Elektrické brzdy pracují na principu překonávání odporu vířivých elektrických proudů anebo obvykle u větších strojů se generátorem dodává proud do sítě. Elektrická regulace výkonové brzdy může být dostatečně jemná k dosažení zvolených otáček motoru ve velmi malé toleranci.





Brzdění motoru na motorové zkušebně vyžaduje nákladné vybavení i složitější přípravu

Nejspolehlivější měření výkonu je při snímání točivého momentu přímo z klikového hřídele motoru. Motor musí být pochopitelně pro tuto zkoušku částečně rozebraný a správně upevněný na základu brzdy. Vznikají zde problémy s chvěním motoru, který je svým vyvážením přizpůsoben pracovním podmínkám v rámu vozidla a nikoli provozu na tuhém stojanu výkonové brzdy — často se musí pro zkoušení motorů navrhovat a ověřit zvláštní způsoby uložení.

Výkon motoru měřený a vyjádřený v souladu s ČSN zaručuje zákazníkovi skutečně věrohodný údaj.

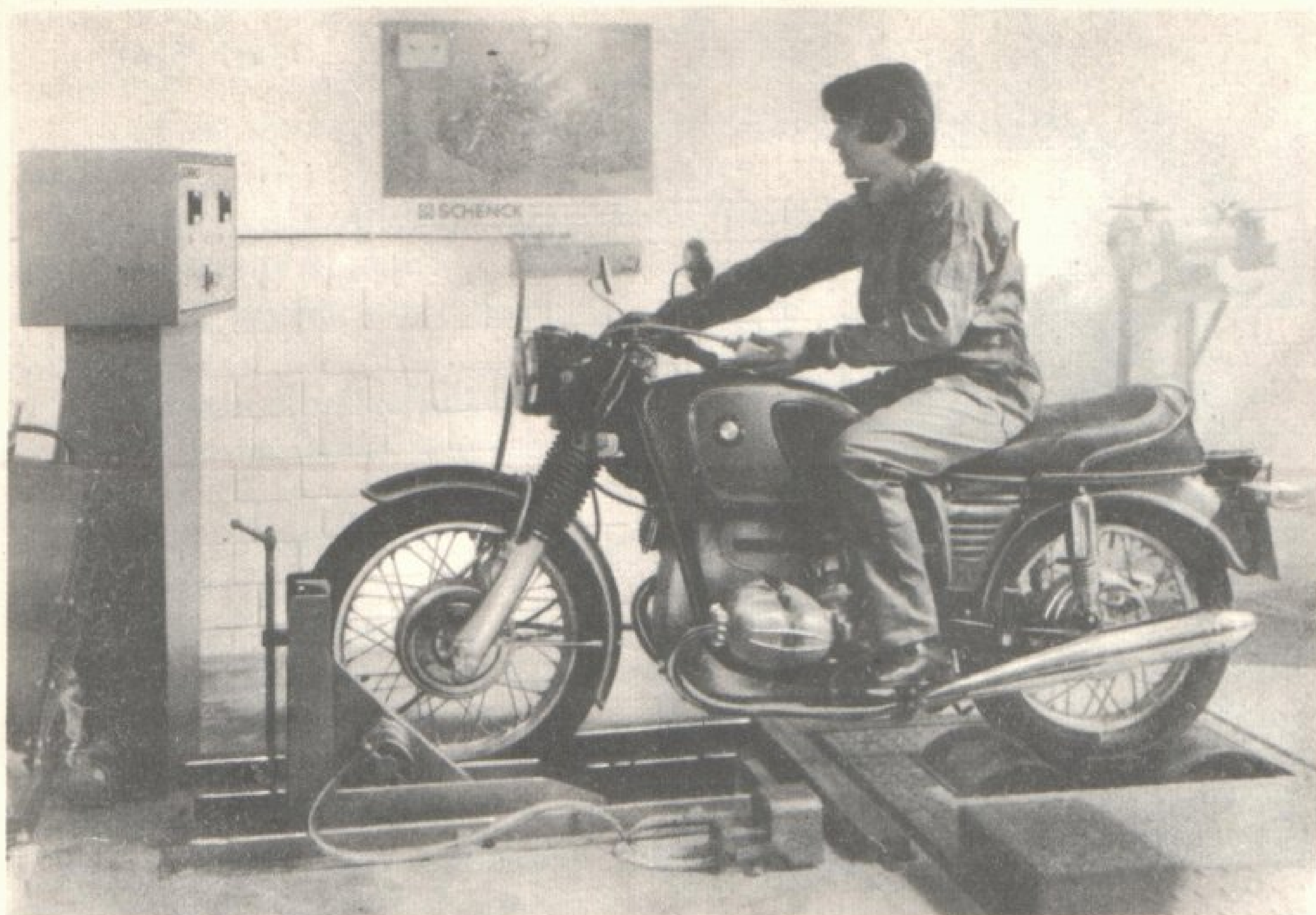
Trvalý výkon — je podle ČSN největší plný výkon, který může motor dávat, aniž se tím nepříznivě sníží jeho životnost.

Krátkodobý výkon — nebo také maximální výkon, je největší výkon, který může motor dávat po dobu 15 minut, byl-li předtím a bude-li potom zatížen trvalým výkonem.

Normální pracovní podmínky jsou tyto:

- a) teplota okolního vzduchu 20 °C,
- b) barometrický tlak 1,013 bar (1 bar = 0,1 MPa),
- c) seřízení karburátoru nebo vstřikovacího čerpadla podle údaje výrobce,
- d) použití paliva i oleje obchodní jakosti podle předpisu výrobce,
- e) dodržení teplot podle předpisu výrobce (pomocný chladicí ventilátor při brzdění motoru),
- f) je zapojeno veškeré příslušenství motoru, tj. čistič vzduchu s tlumičem sání, výfukové potrubí s tlumičem výfuku, čerpadlo oleje odděleného mazání, popř. i čerpadlo vody a dynamo, které se však nezatěžuje.





Brzdění celého motocyklu na válcích je velmi pohodový způsob

Při zkoušení motorů nemůžeme pochopitelně pracovat pouze za předepsané teploty a tlaku vzduchu, a proto je velmi důležitý korekční vzorec pro přepočet naměřeného výkonu na normální základní pracovní podmínky:

$$P_k = P \frac{0,1013}{b} \sqrt{\frac{273 + t}{273 + 20}} \quad (\text{kW}),$$

kde  $P_k$  je korigovaný výkon motoru (kW),

$P$  – naměřený výkon motoru (kW),

$b$  – naměřený tlak (MPa),

$t$  – naměřená teplota v místě 150 mm vzdáleném od vstupu vzduchu do tlumiče sání (°C).

Přepočtením na základní podmínky můžeme objektivně porovnávat naměřené hodnoty výkonů při různých teplotách a tlacích; přesto však nemají být podmínky při měření příliš vzdálené základním.

Při kontrolních zkouškách motorů je povolena pouze odchylka  $\pm 5\%$  od udávaných hodnot.

Je pochopitelné, že motory pro speciální účely, a to zejména pro terénní a silniční závodní stroje, by nevydržely bez rizika poškození 15minutový běh na maximální výkon. V těchto případech, kdy výkon motoru je naladěn na nejvyšší výkonovou špičku, zatížíme při zkoušce motor kratší dobu, potřebnou



pouze pro dosažení ustáleného stavu. Naměřený maximální výkon však nemůže být srovnatelný s výkonem udávaným v souladu s ČSN.

Odebírání točivého momentu přímo z klikového hřídele motoru je vždy dosti náročné na přesnost a v některých případech, zejména u motorů s kotoučovým šoupátkem na klikovém hřídeli, je i obtížné.

Další možností převodového spojení motoru s výkonovou brzdou je odebírání točivého momentu z hřídele převodovky anebo pohon rotoru brzdy sekundárním řetězem od řetězového kola na převodovce.

V praxi je však oblíbenější zkoušení celého motocyklu na válcích a snímání výkonu přímo z pneumatiky zadního kola. Při tomto brzdění se kompletní motocykl postaví na speciálně upravenou zkušební stolicí. Přední kolo se založí anebo se přední vidlice připevní k základně brzdy a zadní kolo pohání třením obvodu pneumatiky dva třecí válce spojené s rotorem brzdy.

Po spuštění motoru se motocykl ovládá podobně jako při jízdě na silnici a po zařazení odpovídajícího, obvykle nejvyššího rychlostního stupně se brzda zatěhuje a snímá se točivý moment při různé rychlosti jízdy, který je možno přepočíst na odpovídající otáčky motoru.

Takto naměřený výkon motoru představuje výkon na zadním kole, který se často udává v parametrech motocyklu. Jeho hodnota je vždy nižší než hodnota maximálního korigovaného výkonu odebíraného z klikového hřídele, neboť platí vztah

$$P_{kz} = P_k \eta_p \eta_t \quad (\text{kW}),$$

kde  $P_{kz}$  je redukováný výkon motoru snímaný na zadním kole (kW),

$\eta_p$  – celková účinnost převodného ústrojí včetně ztrát způsobených rotací zadního kola,

$\eta_t$  – účinnost třecího převodu mezi pneumatikou a třecím válcem.

Celková účinnost převodného ústrojí se skládá ze součinu účinností jednotlivých jeho složek a je zpravidla v rozmezí hodnot 0,85 až 0,92.

Výhodou však je, že při správně seřízeném a mazaném sekundárním převodu je celková účinnost převodného ústrojí stálou a neměnnou hodnotou, která je velmi podobná u strojů stejného typu. Naproti tomu účinnost třecího převodu mezi pneumatikou a zadním kolem je veličinou velmi nestálou. Může být i 0,99, avšak někdy klesá až na 0,80 a svým vlivem často zpochybní celý výsledek měření.

Snímání výkonu ze zadního kola je vhodné pouze tehdy, kdy pneumatika stačí bez větších ztrát přenášet celý výkon motoru na třecí válce výkonové brzdy. Jakmile u nejvýkonnějších strojů dochází k vyššímu ohřevu nebo dokonce pálení pneumatiky, je celé měření bezcenné.

Zkoušení celého motocyklu však v praxi přináší řadu výhod, neboť je neobyčejně pohodové a nenákladné. Předností je, že se kontroluje motocykl v kompletním stavu a v seřízení odpovídajícím skutečnému provozu.

Závěrem lze shrnout, že pro vývoj nového motoru je vhodné jedině zkoušení samotného motoru na výkonové brzdě, pro měření při opravárenské činnosti a pro seřízení postačí brzdění celého motocyklu na válcích.



## 5. ELEKTRICKÉ PŘÍSLUŠENSTVÍ

Elektrické příslušenství je důležitou součástí moderních jednostopých motorových vozidel a požadavky ovlivňující jeho stavbu se neustále zpřísňují. V předválečné době stačila u motocyklu správná činnost zapalování a celá další elektrická výstroj se skládala ze světlometu a koncové svítilny napájené nejprimitivnějším alternátorem s krajně nedokonalou regulací.

Dnešní předpisy pro provoz motocyklů na silnicích mají již na elektrické příslušenství a elektrickou výstroj přísné nároky a dokonce už jen některé druhy maloobjemových strojů do objemu 50 cm<sup>3</sup> mohou být bez akumulátoru.

### *Akumulátor*

Akumulátor, jak již napovídá jeho název, je zásobníkem elektrické energie ve vozidle. Základními technickými parametry akumulátoru jsou jeho napětí, kapacita a hmotnost.

Napětí akumulátoru určuje jmenovité napětí celé elektrické instalace motocyklu. Dříve bylo u všech motocyklů výhradně napětí 6 V, avšak dnes se zavádí i napětí dvanáctivoltové. Výhodou vyššího napětí je možnost použít vodičů menších průřezů pro stejný přenášený výkon, menší rozměry dynama nebo alternátoru a zejména spouštěče u cestovních velkoobjemových motocyklů a skútrů. Nevýhodou dvanáctivoltové elektrické instalace je naproti tomu dražší a většinou i těžší akumulátor.

U sportovních motocyklů zcela vyhovuje napětí 6 V, avšak ani s dvanáctivoltovým elektrickým zařízením nejsou obtíže, není-li ovšem použit těžší akumulátor.

Na kapacitu akumulátoru jsou v poslední době rovněž jiné názory než byly dříve. U všech motocyklů bez elektrického spouštěče se volí akumulátor jen s minimální kapacitou a k modernímu řešení patří tak výkonný alternátor nebo dynamo, které bezpečně stačí zásobit všechny spotřebiče. Akumulátor není tedy zásobou energie pro provoz, ale slouží pouze ke krátkodobému napájení zapalování při spouštění motoru, popřípadě k napájení dalších spotřebičů při provozu v otáčkách běhu naprázdno. Tyto zásady směřující k omezení hmotnosti akumulátoru plně platí i pro všechny druhy sportovních motocyklů.

Kapacita akumulátoru naproti tomu má rozhodující význam u všech strojů s elektrickým pohonem a u speciálních motocyklů, kde je akumulátor jediným zdrojem elektrické energie.

Pro elektromotocykly nebo přesněji dosud pouze elektromopedy vycházíme při výběru akumulátorů z maximálního výkonu hnacího elektromotoru a z požado-



vaného dojezdu na jedno nabití akumulátoru. Výsledek praktické volby akumulátoru je dnes stále ještě krajně nepříznivý, neboť parametry dnešních nejlepších nových plně nabitých akumulátorů v závislosti na hmotnosti jsou tyto:

Druh akumulátoru	Olověný	Niklkadmiový	Stříbrozinkový
Měrná hmotnostní energie (W h/kg)	asi 32	asi 33	asi 100
Měrný hmotnostní výkon (W/kg)	až 230	až 300	až 270

Pro elektrický pohon je rozhodující měrná energie, z které vycházejí velké hmotnosti akumulátorů. Pro moped s maximálním výkonem 1,5 kW a požadovaným dojezdem na jedno nabití akumulátoru 100 km bude při průměrné rychlosti asi 25 km/h odpovídající střednímu výkonu 1 kW potřebná hmotnost akumulátorů:

$$G = \frac{P_{\text{stř}} l}{vf} = \frac{1\,000 \cdot 100}{25 \cdot 32} = 125 \quad (\text{kg}),$$

kde  $G$  je celková hmotnost akumulátorů (kg),

$P_{\text{stř}}$  – střední používaný výkon motoru (W),

$l$  – dojezd na jedno nabití (km),

$v$  – průměrná rychlost jízdy (km/h),

$f$  – měrná hmotnostní energie (W h/kg).

Podle požadovaného maximálního výkonu by vyšla hmotnost akumulátorů pro stejný příklad podstatně příznivěji:

$$G_1 = \frac{P_{\text{max}}}{f_1} = \frac{1\,500}{230} = 6,5 \quad (\text{kg}),$$

kde  $G_1$  je celková hmotnost akumulátorů (kg),

$P_{\text{max}}$  – největší výkon motoru (W),

$f_1$  – měrný hmotnostní výkon akumulátoru (W/kg).

Hmotnost 125 kg olověných akumulátorů je pro moped zcela nevyhovující, a proto výrobci elektromopedů snižují dojezd elektrovozidel na jedno nabití, čímž ovšem klesá jejich použitelnost a praktická hodnota. Hmotnost akumulátorů by pro uvedený případ vyšla mnohem menší pro stříbrozinkové akumulátory, a to 40 kg podle prvního a 5,5 kg podle druhého vztahu. Cena stříbrozinkových akumulátorů je však celosvětově asi 150krát vyšší než olověných, a proto jejich uplatnění přichází v úvahu pouze na speciálních motocyklech pro sportovní účely.

Čtenář si může dosadit do uvedených vztahů parametry maximálního i středního používaného výkonu motoru, průměrnou rychlost a dojezd běžného motocyklu střední objemové třídy na objem palivové nádrže. Výsledek jednoznačně zamítá použití elektromotocyklů při dnešním vývojovém stupni akumulátorů.



Odborná literatura uvádí perspektivy vysokoteplotních akumulátorů i palivových článků, avšak konkrétní provozní výsledky zatím chybějí. U článku sodík – síra vzniká při vybíjení při teplotě asi 300 °C sirník sodný, který se při nabíjení opět rozkládá na dva základní prvky. U podobného článku lithium – chlór vzniká chlorid lithný, ale pracovní teplota zde dosahuje až 650 °C. Vysoké pracovní teploty vyžadují složité konstrukční úpravy článků k zajištění bezpečnosti proti výbuchu i k nutnému ohřevu a chlazení. Jejich měrná energie by však měla 10krát až 15krát převýšit tuto hodnotu u olověných akumulátorů.

V palivových člancích se elektrochemicky okysličuje vodík prostřednictvím vhodného katalyzátoru na elektrodách ponořených do vodního roztoku. Kyslík může být odebírán přímo ze vzduchu. Teoreticky by mohl palivový článek pracovat při stálém přívodu aktivních látek nekonečně dlouho, prakticky je jeho životnost omezena aktivitou katalyzátoru. Nevýhodou palivového článku je nemožnost jeho přetěžování a dále nutnost plynulé dodávky vodíku z tlakových lahví. Podle nových výzkumů by mohl být vodík v kapalném stavu skladován v tepelně izolovaných lahvích anebo získáván štěpením nějaké látky v přídavném zařízení, avšak praktické použití palivových článků pro vozidla, a zejména pak jednostopá, je ještě v daleké budoucnosti.

Za celou éru rozvoje automobilového průmyslu nedošlo k větším vývojovým změnám v koncepci a parametrech akumulátorů.

Hmotnost akumulátoru pro motocykl se spouštěčem přibližně určíme podle posledně uvedeného vztahu dosazením jmenovitého výkonu spouštěče za hodnotu  $P_{\max}$ .

Důležitý je výpočet potřebné elektrické energie akumulátoru pro silniční závodní motocykl, kde akumulátor je jediným zdrojem elektrické energie:

$$B = stP = stEI \quad (\text{J}),$$

kde  $B$  je elektrická energie akumulátoru (J),

$s$  – součinitel bezpečnosti,

$t$  – potřebná doba provozu (s),

$P$  – příkon zapalování (W),

$E$  – jmenovité napětí (V),

$I$  – proud pro činnost zapalování (A).

Základní vztah upravíme na dosud nejběžnější jednotky:

$$C = st_h I \quad (\text{Ah}),$$

kde  $C$  je kapacita akumulátoru (Ah),

$t_h$  – potřebná doba provozu v hodinách (h).

Příkon zapalování můžeme zjistit z technických údajů výrobce zapalování anebo jednoduše změříme při běhu motoru protékající proud. Potřebnou dobu  $t_h$  provozu musíme uvažovat i s režijními provozními časy před závodem a po jeho skončení. Bezpečnost  $s$  volíme vždy nejméně 2, raději však 2,5 až 3, neboť na plný



výkon akumulátoru nemůžeme spoléhat při jeho poměrně rychlém vybíjení. Při poklesu provozního napětí u částečně nabitého akumulátoru pod jmenovitou hodnotu může dojít ke zhoršení funkce, které se projeví vynecháním zapalování.

Olověný akumulátor je jediným běžným druhem akumulátoru pro cestovní a sportovní motocykly. Skládá se z několika článků (šestivoltový např. ze tří, dvanáctivoltový z šesti) zapojených do série. Každý článek tvoří soustava mřížkových olověných desek záporné a kladné polarity, vzájemně od sebe oddělených tzv. separátory, které zamezují přímému dotyku sousedních desek. Desky jsou v nádobě z plastické hmoty nebo tvrzené pryže ponořeny do zředěné kyseliny sírové, která tvoří elektrolyt. Čtenáři jistě znají, že elektrolyt, tj. zředěná kyselina sírová škodí pokožce i oděvu, o nebezpečí pro oko ani nemluvě.

Při vybíjení nebo nabíjení probíhá v každém článku elektrochemická reakce daná vztahem



Ve směru horní šipky probíhá elektrochemický proces při vybíjení a elektrolyt se postupně mění z kyseliny sírové na vodu. Při nabíjení dochází k reakci ve směru spodní šipky a hustota elektrolytu opět stoupá.

Závislost hustoty elektrolytu na stavu nabití akumulátoru umožňuje rychlou informativní kontrolu akumulátorů hustoměrem s plovoucím tělískem.

Pro rychlou orientaci jsou na plovoucím tělísku hustoměru barevná pole, kde

- bílá barva značí příliš vysokou hustotu kyseliny,
- žlutá barva plně nabitý akumulátor,
- modrá barva částečně nabitý akumulátor,
- červená barva vybitý akumulátor.

Náchylnost akumulátoru k zamrznutí a zničení vlivem roztržení nádoby mrazem je mnohem menší, než jak se většina jezdců domnívá:

Stav akumulátoru	Plně nabitý	Částečně nabitý	Vybitý
Hustota (g/cm <sup>3</sup> )	1,28	1,20	1,12
Teplota zamrznutí (°C)	– 65	– 27	– 11

Pro provoz a údržbu olověných akumulátorů platí stejné zásady jako u běžných automobilových akumulátorů i s nutností dolévání destilovanou vodou.

Niklkadmiové nebo niklželezné akumulátory nenalezly u motocyklů uplatnění, neboť jsou zhruba pětikrát dražší než olověné a jejich parametry neodpovídají tomuto cenovému poměru.

Stříbrozinkové akumulátory jsou velmi výhodné pro speciální motocykly, kde není na překážku jejich cena. V porovnání s olověnými akumulátory jsou pro stejné akumulované množství elektrické energie podstatně lehčí, mají minimální



rozměry a navíc lépe vzdorují otřesům. Jejich nevýhodou je naproti tomu kromě vysoké ceny i poměrně malá životnost a náročnost na správnou údržbu.

Každý článek tvoří soustava desek ze stříbra a zinku ponořených ve zředěném louhu draselném. Elektrochemické pochody při vybíjení a nabíjení jsou dány vztahem



Stříbro a louh zinečnatý se mění na kysličník stříbrný, zinek a vodu, nebo opačně.

Nevýhodou stříbrozinkového článku je i velký rozdíl ve svorkovém napětí plně nabitého článku (2,1 V) a napětí, při kterém článek vydává svou energii. Toto napětí postupně klesá až na hodnotu 1,5 V, a proto 6V akumulátor tvoří čtyři stříbrozinkové články.

### *Dynamo*

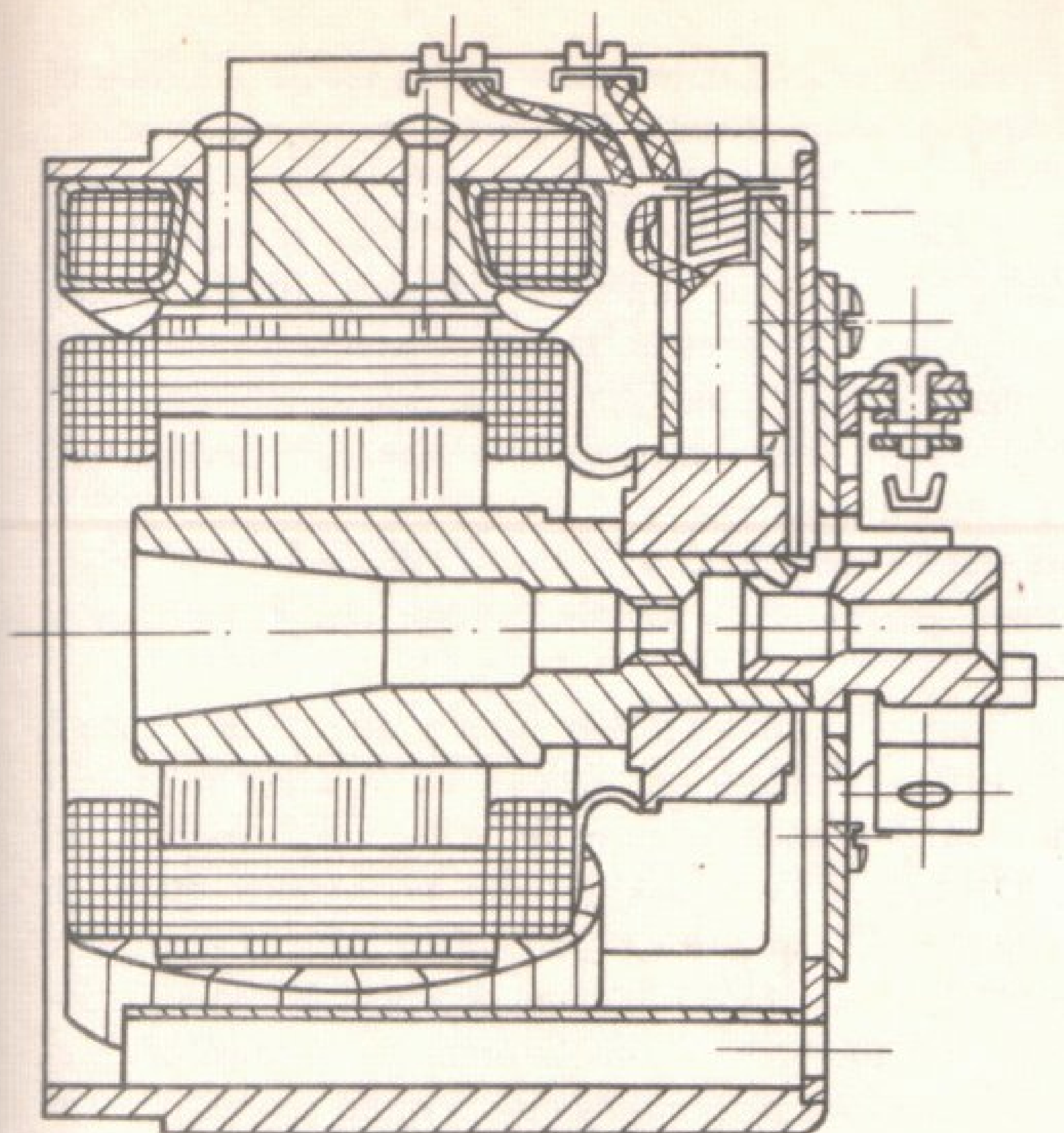
Dynamem označujeme točivý zdroj elektrického proudu dodávající stejnosměrný proud. Proud vzniká pohybem elektrického vodiče v magnetickém poli a nezáleží na tom, je-li to pole vytvořené stálým magnetem nebo elektromagnetem. Při pohybu vodiče, resp. v praxi závitové cívky v magnetickém poli nebo opačně při pohybu magnetického pole vůči cívce vzniká na koncích vodiče tvořícího cívku indukované napětí; je střídavé a mění se v závislosti na otáčení cívky v magnetickém poli. Chceme-li získat stejnosměrný proud, vedeme z každé závitové cívky vývody k lamelám kolektoru a uhlíky sbíráme proud na dvou místech. Hodnota výsledného napětí na uhlících je tím stálejší, čím větší je počet závitových cívek a odpovídajících lamel kolektoru.

U stejnosměrného dynama tvoří magnetické pole vždy elektromagnety, neboť regulací přívodu budicího proudu elektromagnetů se ovládá napětí proudu vyráběného dynamem. Při provozu dynama bez regulace by vzniklé napětí vzrůstalo přímo úměrně s otáčkami dynama. Regulace napětí dynama ovládním budicího proudu je velmi ekonomická, neboť se nemusí mařit přebytečně vyrobený výkon dynama.

Nevýhodou dynama je choulostivý kolektor s uhlíky. Usměrnění proudu přímo v dynamu probíhá hladce jen při bezvadném stavu kolektoru, kdy jeho jednotlivé lamely jsou od sebe zcela odizolované a kdy uhlíky mají možnost snadného posuvu ve svém vedení. Uhlíky přitlačují ke kolektoru pružinky; kdyby správně nelícovaly větší plochou na vnějším plášti kolektoru, docházelo by k jejich jiskření a vypalování kolektoru.

Regulátor napětí je samostatným dílem doplňujícím činnost dynama na stejnosměrný proud. Může být vestavěn přímo v dynamu nebo umístěn odděleně na jiném místě motocyklu. Jádru zvláštní cívky vedoucí proud vyrobený dynamem přitahuje kotvu spojenou s pohyblivým kontaktem zařazeným do obvodu buzení dynama. Podlé okamžité hodnoty napětí vzniklého proudu se do buzení dynama zařazuje odpor, popř. při nejvyšších otáčkách dynama se buzení zcela vypíná.





Kmitání pohyblivého kontaktu umožňuje velmi rychlé změny v buzení dynama a výsledné napětí dynama se udržuje v požadované toleranci. Při nejnižších otáčkách motoru je buzení dynama neomezené, ve vyšší oblasti otáček pohyblivý kontakt krátkodobě zařazuje do buzení dynama odpor, čímž se výkon dynama snižuje. V oblasti nejvyšších otáček naproti tomu je buzení se zařazeným odporem v krátkých intervalech zcela vypínáno. Dříve musel regulátor napětí seřizovat kvalifikovaný a především zručný odborník a praktik. Dnes jsou k dispozici přesné měřicí a seřizovací přístroje. V motocyklové konstrukci je regulátor součástí regulačního relé, které obsahuje ještě zpětný spínač pro odpojení dynama od akumulátoru, je-li napětí proudu vyráběného dynamem nižší než napětí akumulátoru. Zpětný spínač tedy zabráňuje tomu, aby proud vycházel z akumulátoru a dynamo se měnilo na elektromotor.

### *Alternátor*

Nejjednodušším typem alternátoru je cívka umístěná v otočném magnetickém poli vytvořeném obvykle setrvačником s vestavěnými stálými magnety. Tato cívka musela u motocyklů staršího typu zásobovat proudem světlomet a všechny další spotřebiče; obvykle to však byla pouze žárovka koncové svítilny. Nezávisle na této cívce pracovala budicí cívka pro zapalování.

Největším problémem u alternátorů tohoto jednoduchého typu je regulace napětí, neboť napětí vznikajícího proudu stoupá s otáčkami pólových nástavců



magnetu kolem jádra cívky. Princip samočinné regulace napětí těchto alternátorů záleží ve změně frekvence indukovaného proudu. Frekvence je úměrná násobku otáček setrvačníku s magnety a počtu pólových nástavců. Při zvětšení frekvence vzrůstá i vnitřní odpor cívky a klesá její výsledné napětí. V praxi se však dosud nepodařilo dosáhnout ideálního vyrovnávání napětí. U jízdních kol, která mají alternátory tohoto typu s dvoupólovým magnetem, začíná přijatelně účinné osvětlení až při vyšší rychlosti jízdy. U šestipólových motocyklových alternátorů vycházejí poměry podstatně příznivěji, přesto však zůstává důležitým prvkem pro regulaci napětí odpovídající zatížení alternátoru.

Při zařazení silnějšího spotřebiče, například žárovky s výkonem 25 W místo určených 15 W, poklesne napětí alternátoru a světelný výkon silnější žárovky je podstatně nižší než u původní.

Největší problémy známé starším motocyklistům jsou u alternátorů tohoto typu se žárovkami koncové svítilny. Dojde-li při výkonu 17 W, který má dávat cívka alternátoru, k výpadku zadní dvouwattové žárovky, vzroste nepatrně zatížení hlavní žárovky světlometu. Opačná situace však přivodí při vyšších otáčkách alternátoru vždy poruchu zadní žárovky. Přepálení vlákna zadní žárovky způsobuje často i přepínač, který při přepínání umožňuje okamžité odpojení žárovky světlometu. Přepínače pro motocykly s jednoduchým alternátorem proto musí při přepínání zapínat druhé vlákno žárovky ještě před odpojením prvního vlákna.

Modernější uspořádání těchto alternátorů má samostatné cívky pro jednotlivé spotřebiče, takže k vzájemnému ovlivňování nedochází.

Střídavým proudem alternátoru s proměnlivou frekvencí je možno nabíjet akumulátor až po jeho usměrnění usměrňovačem. Dříve se uplatňovaly usměrňovací vlastnosti selenu, který propouští do určitého zatížení elektrický proud pouze jedním směrem. Při zpětném toku proudu klade selen nanesený na kovovou desku značný odpor. K vyrovnávání průběhu napětí sloužila zvláštní cívka, tzv. *tlumivka*. Při moderním způsobu usměrňování se uplatňují polovodičové prvky.

Stejnoseměrný proud je u motocyklů potřebný k napájení houkačky a směrových světel (blikačů). Houkačky na střídavý proud dávají pouze bručivý zvuk a přepínač směrových světel pracující na střídavý proud nedává přerušení světel v předepsané frekvenci.

Na rozdíl od popsaného jednoduchého alternátoru, dříve velmi rozšířeného na evropském kontinentu, mají britské a japonské motocykly alternátory jiného typu. Cívka s železným jádrem je pevná a permanentní magnet se otáčí uvnitř. Toto řešení umožňuje získání vyššího výkonu při nižších otáčkách, protože velikost cívek není tak přísně rozměrově omezena. Celý výkon cívky se usměrňuje a vede k akumulátoru, který zaručuje stálost napětí. Část usměrněného proudu se vede přímo k žárovkám a zbytek dobíjí akumulátor. Alternátor je konstruován tak, že jedna menší cívka je neustále v činnosti pro dobíjení a druhá větší se zapíná jen zároveň se zapnutím světlometu.

Nevýhodami tohoto systému jsou vyšší tepelné zatížení usměrňovače a ztráty energie při usměrňování proudu.



Vznik moderních alternátorů motivoval požadavek na vyšší dodávaný výkon točivého elektrického zdroje. Stejnosměrné dynamo je totiž možno dimenzovat na vyšší výkon při plném zatížení, avšak při městském provozu, kdy motor běží často i dvě třetiny jízdního času v nejnižších otáčkách, dynamo nedodává téměř žádný proud. Spotřebu zapalování, osvětlení a směrových světel je přitom třeba krýt z akumulátoru, jehož parametry a tedy i odpovídající hmotnost by bylo třeba zvětšit.

Alternátory nového uspořádání pracují obvykle s třífázovým stejnosměrným proudem, který vznikne ve třech cívkách úhlově pootočených na statoru o  $120^\circ$ . Uvnitř takto uspořádaného statoru se otáčí elektromagnet s řízeným buzením. Vývody cívky elektromagnetu jsou připojeny k vodivým kroužkům, na které se přivádí proud lehce přitlačovanými uhlíky. Na rozdíl od dynama uhlíky zde přenášejí pouze slabý budicí proud a nikoli celý vyrobený elektrický výkon.

Každé vinutí statorové cívky vyrábí střídavý proud usměrňovaný diodou, takže z původních šesti vodičů odvádějících třífázový střídavý proud vznikne po usměrnění stejnosměrný proud ve dvou obvyklých vodičích.

Výhodou trojfázového alternátoru popsaného typu je jeho vyšší výkon při malé hmotnosti a zvláště dostačující výkon při nízkých otáčkách. Nevýhodou je naproti tomu vyšší výrobní i prodejní cena.

## *Dynamobateriové zapalování*

Již v době nejranější historie motocyklových motorů žádali jezdci zapalování elektrickou jiskrou. Jiné starší druhy zapalování neumožňovaly nastavit přesný okamžik bodu zažehnutí zápalné směsi, což je základní podmínkou k dosažení vyšších výkonových i ekonomických parametrů motoru.

Dynamobateriové zapalování využívá stejnosměrného proudu dodávaného akumulátorem a dynamem. Tento proud se vede primárním vinutím s poměrně menším počtem závitů zapalovací cívky k přerušovači. Jeden kontakt přerušovače je pevný; druhý, pohyblivý kontakt je umístěn na páčce přerušovače, jejíž kyvný pohyb určuje vačka a pružina. U dvoudobých motorů je vačka nasazena přímo na klikovém hřídeli nebo ojediněle (nejčastěji u speciálních motocyklů) na hřídeli spojeném s klikovým hřídelem převodem v poměru 1 : 1. Pružina neustále přitlačuje páčku přerušovače k vačce a pokud se izolační podložka dotýká základní válcové plochy vačky, jsou kontakty sepnuty. Jakmile přijde do styku s izolační podložkou zvýšená část vačky, páčka přerušovače se zdvihne a kontakty přerušovače primární proud přeruší.

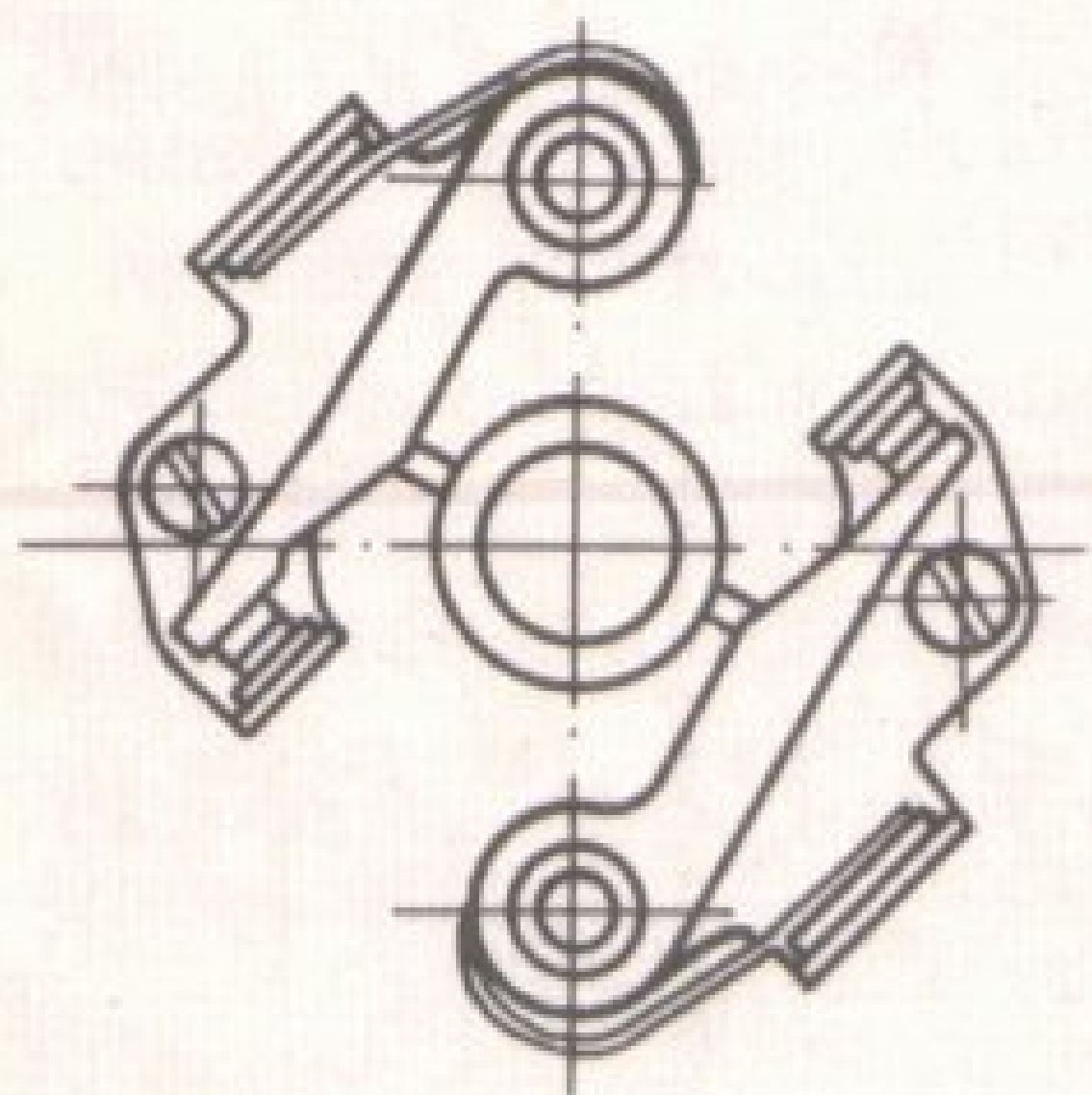
Okamžité přerušení primárního proudu vyvolá indukci vznik elektrického proudu v sekundárním vinutí zapalovací cívky. Indukce je přeměna elektrické energie (primárního okruhu) v energii magnetického pole (sekundárního vinutí).



Podstata je tedy v tom, že magnetické pole je prostředníkem přenosu elektrických energií. Jádro cívky není kompaktní proto, aby nevznikaly vířivé proudy v jádře.

Sekundární vinutí je vytvořeno z velmi slabého vodiče velkým počtem závitů. Závity primárního i sekundárního vinutí zapalovací cívky jsou sousedé. Jádro cívky je otevřené a tvoří jej měkké ocelové dráty nebo plechy, aby nezamezovalo rychlým elektromagnetickým změnám. Sekundární indukovaný proud má tolikrát vyšší napětí, kolikrát větší je počet závitů sekundárního vinutí než závitů primárního vinutí. Indukční proces zlepšuje správně volená kapacita kondenzátoru zapojeného paralelně s přerušovačem v primárním okruhu. Samoindukci vzniká napětí, které by se u okruhu bez kondenzátoru projevilo silným jiskřením a opalováním kontaktů. Kondenzátor správně volené kapacity je schopen vzniklou energii akumulovat a vydat až v požadovaném okamžiku.

Proud o vysokém napětí vzniklý v sekundárním vinutí se vede zapalovacím vysokonapěťovým kabelem na vnitřní elektrodu zapalovací svíčky, oddělenou izolátorem od druhé elektrody spojené s kostrou. Vnější elektroda je zašroubováním svíčky do hlavy motoru spojena s kostrou vozidla a v okamžiku přívodu vysokého napětí na svíčku dojde mezi jejími elektrodami k přeskočení elektrického výboje, který zapálí směs ve válci.



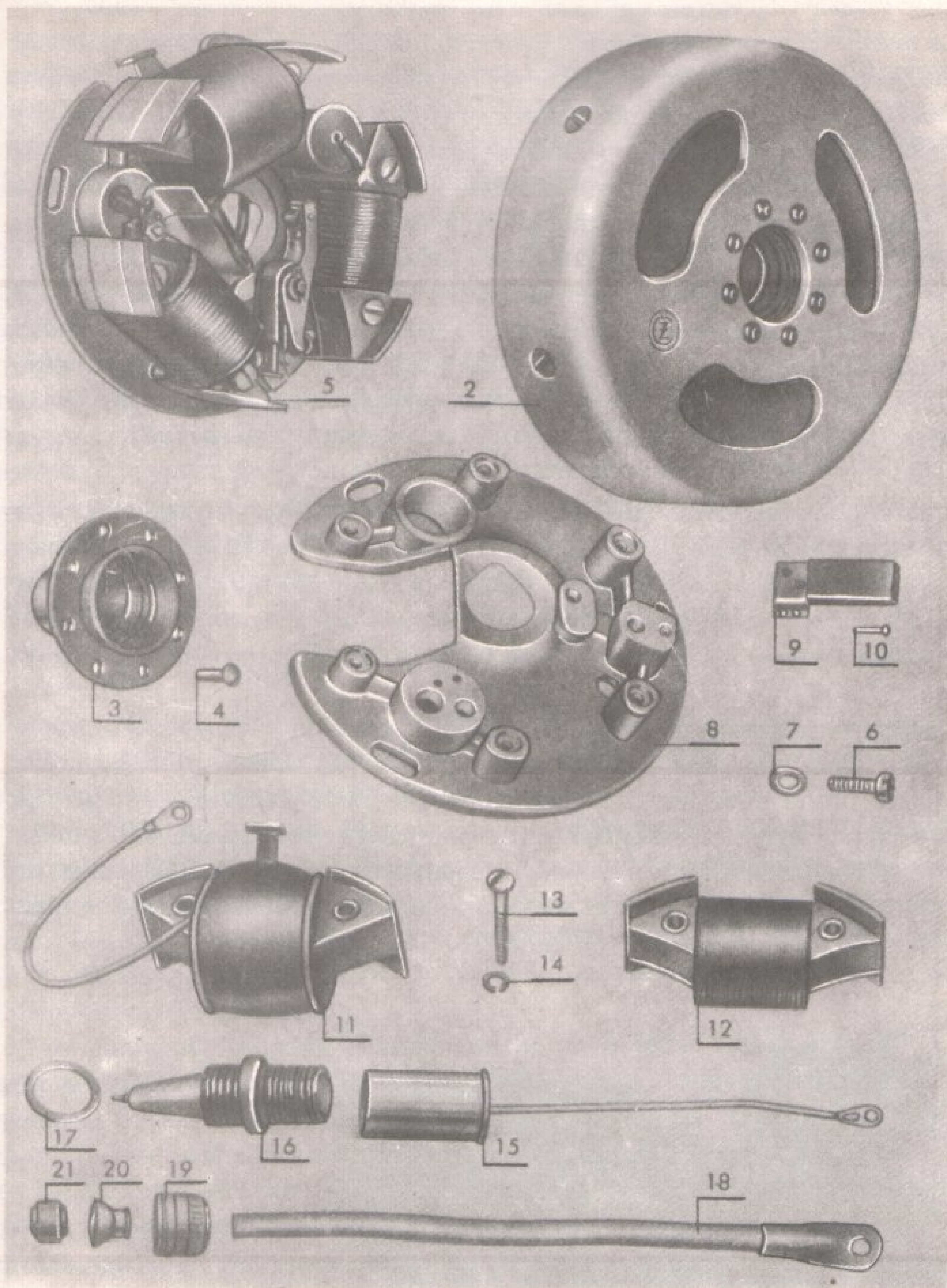
Nejosvědčenejší jsou pro dynamobateriové zapalování dvouválcového dvoudobého motoru dva přerušovače ovládané společnou vačkou

Dvoudobý víceválcový motor má buď pro každý válec samostatný přerušovač, anebo alespoň samostatnou páčku a zapalovací cívku. Jiné řešení, odvozené od čtyřdobých motorů, má rozdělovač; vačka na klikovém hřídeli má tolik vrcholů, kolik je válců, indukovaný proud o vysokém napětí se vede z cívky do rozdělovače a odtud zapalovacími kabely ke svíčkám jednotlivých válců. Pro dvoudobé víceválcové s vyššími otáčkami je však výhodnější první řešení, neboť u zapalování s rozdělovačem vychází velmi krátká doba pro průtok proudu primárním vinutím cívky.

### *Magnetoelektrické zapalování*

Podstatnou nevýhodou dynamobateriového zapalování je nutnost akumulátoru k zajištění jeho činnosti. Akumulátor je dosti náročnou částí motocyklu a zejména při delších přestávkách v provozu motocyklu je značně nespolehlivý. Magneto-





Magnetoelektrické setrvačnickové zapalování ČZ s vestavěnou indukční cívkou: 2 – úplný setrvačnick, 3 – vačka, 4 – nýt ke spojení vačky se setrvačnickem, 5 – úplná kotevní deska, 6 – šroub pro upevnění kotevní desky ke skříni motoru, 7 – podložka, 8 – kotevní deska, 9 – mazací plst, 10 – nýtek, 11 – úplná indukční cívka, 12 – světelná cívka, 13 – šroub k upevnění cívek, 14 – podložka, 15 – kondenzátor, 16 – snímač vysokého napětí, 17 – těsnicí pryžový kroužek, 18 – vysokonapěťový kabel svíčky, 19 – přesuvná matice, 20 – pouzdro, 21 – pryžový kroužek

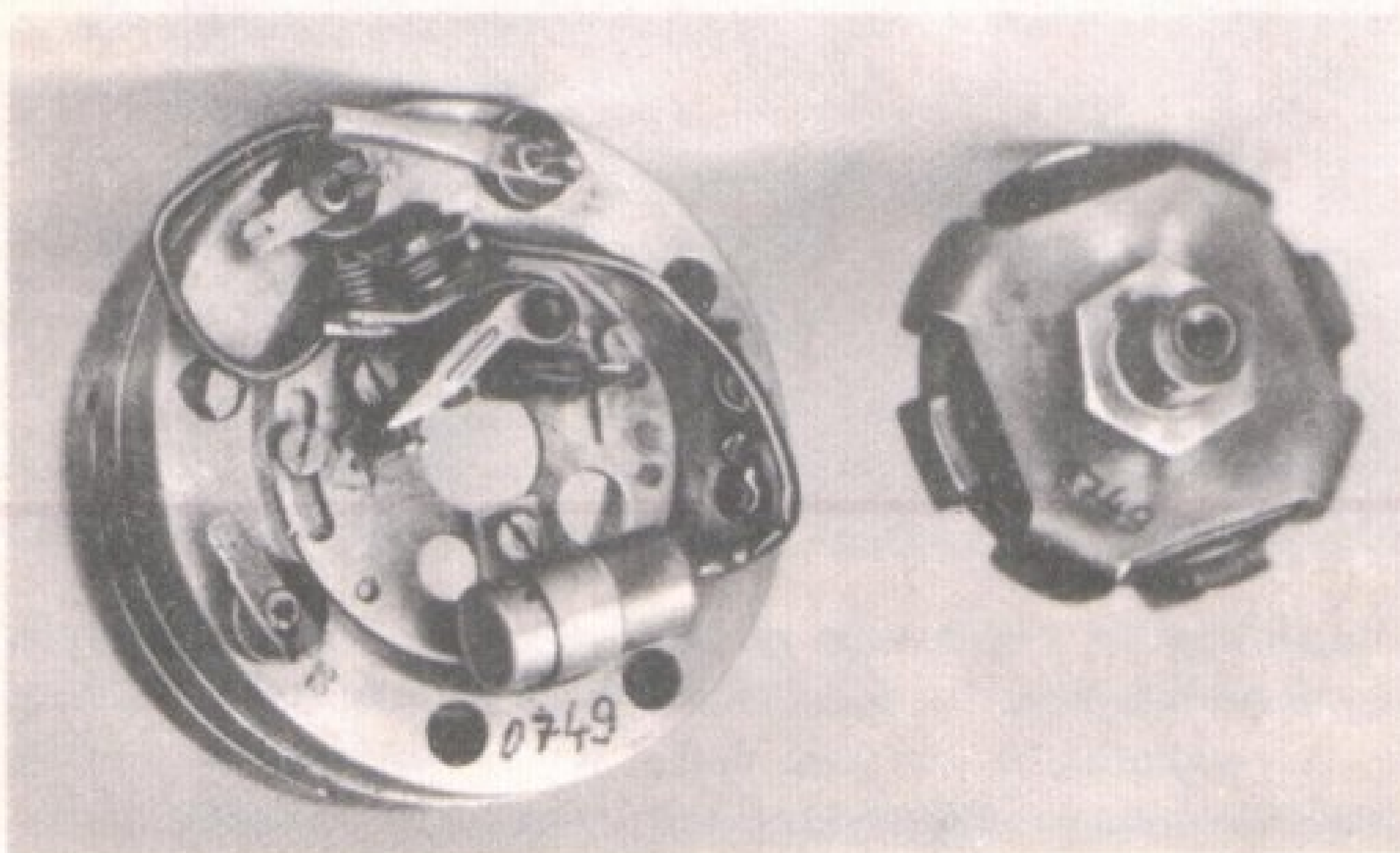


elektrické zapalování je naproti tomu nezávislé na cizím zdroji, neboť potřebný proud zde vzniká vzájemným pohybem elektrického vodiče a magnetického pole. Indukce budí v cívce otáčející se mezi pólovými nastavci magnetu střídavý proud podobně jako v cívce alternátoru. Vzniklý proud se vede do primárního vinutí zapalovací cívky a dále na kontakty přerušovače a přerušuje se v okamžiku, kdy jeho napětí dosahuje přibližně maximální hodnoty. Přerušením tohoto proudu vznikne v sekundárním vinutí zapalovací cívky proud o vysokém napětí, podobně jako u dynamobateriového zapalování, který se vede na zapalovací svíčku.

Úspěšnou modifikací magnetoelektrického zapalování, které se osvědčilo hlavně u maloobjemových motocyklů, je setrvačnickové zapalování. Magnetické pole zde tvoří stálé magnety vestavěné do duralového nebo bronzového setrvačnicku. Cívka je v tomto případě pevná a její proud přerušuje přerušovač. Cívka umístěná v prostoru pod setrvačnickem tvořila v některých případech i zapalovací cívku, čímž vznikl kompaktní univerzální zdroj pro zapalování i pro ostatní elektrické spotřebiče.

Důležitou podmínkou správné činnosti setrvačnickového zapalování je již dříve uvedené přerušení primárního proudu v okamžiku jeho nejvyššího napětí. Tuto podmínku lze porušit neodborným nastavením předstihu pouhou změnou polohy přerušovače vůči cívce. Při pootáčení přerušovače je třeba vždy současně posouvat i budicí cívku, což v praxi znamená, že se předstih seřizuje pohybem celé kotevní desky.

Neobyčejnou předností magnetoelektrického zapalování je vlastní zdroj, záporrem naproti tomu horší funkce při nižších otáčkách, kdy vzniklý primární proud je slabší než proud dodávaný z akumulátoru u dynamobateriového zapalování. Při porovnání magnetoelektrického a dynamobateriového zapalování je tedy dynamobateriové zapalování ve výhodě při nejnižších otáčkách nutných ke spouštění motoru, ale intenzita výboje na svíčke u tohoto systému na rozdíl od elektromagnetického s rostoucími otáčkami klesá.



Magnetoelektrické zapalování soutěžních motocyklů Jawa stačí napájet dvě současně zapalující svíčky



Velké spory mezi motocyklovými jezdci a odborníky byly vedeny o vhodnosti dynamobateriového a magnetoelektrického zapalování pro nejvyšší otáčky. V minulosti nestačil stejnosměrný proud bateriového zapalování k dostatečnému sycení zapalovací cívky během krátké doby spojení kontaktů přerušovače při vysokých otáčkách motoru. U magnetoelektrického zapalování rostla naproti tomu se zvýšenými otáčkami i intenzita elektrické jiskry, a proto býval tento druh zapalování obvykle na sportovních a závodních strojích.

Vývoj modernějších druhů bateriového zapalování, kde jediným zdrojem byl akumulátor, vedl ke speciálním tvarům vaček, umožňujícím delší sycení zapalovací cívky. Bateriové zapalování bylo proto opět úspěšně uplatněno i na silničních závodních dvoudobých motocyklech.

Společným problémem pro oba popsané základní druhy zapalování se však stala správná činnost přerušovače při nejvyšších otáčkách dvoudobých motorů. Vratná pružina nestačila vratet páčku přerušovače, jejíž izolační podložka přestala sledovat tvar vačky. Zesilování přitlačné pružiny prudce zvýšilo opotřebení izolační podložky, a tím se změnila vzdálenost kontaktů přerušovače. Vývojová cesta moderního zapalování pro nejvyšší otáčky si proto vyžádala zapalování bez mechanického přerušovače.

### *Polovodiče*

Před popisem činnosti jednotlivých typů elektronického zapalování si upřesníme funkci základních polovodičových prvků.

Polovodiče jsou pevné látky s atomy uspořádanými do určité krystalické struktury, jejichž elektrické vlastnosti leží mezi vlastnostmi kovů a vlastnostmi izolantů. Vysoká vodivost kovů záleží ve velkém počtu volných elektronů v krystalu kovu. U izolantu a také u krystalu polovodiče v původním stavu jsou naproti tomu všechny elektrony vázány v mřížkách a žádné volné elektrony nejsou k dispozici pro vedení proudu.

Pro polovodiče je však charakteristické, že i velmi nepatrná příměs cizích látek podstatně zvyšuje jejich vodivost, která se mění řádově. Rozhodující je dále rozdělení polovodičových krystalů vhodnými postupy do oblastí, jež budou mít zápornou vodivost s elektrony se záporným nábojem. V místech, kde se záporně a kladně vodivé oblasti stýkají, vznikají přechody, v nichž se mohou elektrony ovlivňovat výskytem různých stavů vodivosti. Tím vznikají vlastnosti diod a tranzistorů, kde se může nepatrným řídicím proudem regulovat silný pracovní proud bez dosud nutných kontaktů.

Dioda je polovodičový prvek, kterým proud prochází nebo který ho uzavírá; záleží pouze na jejím zapojení do proudového obvodu. Je-li záporný pól připojen ke kladné oblasti polovodiče a kladný k záporné, přitahují se záporné elektrony ke kladnému a kladné k zápornému pólu. Mezní vrstva se vytvoří bez elektronů a dioda nepropouští proud. Obrátíme-li póly akumulátoru, stane se dioda pro-



pustnou. Diodu lze tedy použít k usměrňování střídavých proudů, jak bylo uvedeno u moderních alternátorů.

Zenerova dioda pracuje jako dříve popsaná dioda, avšak při určité hodnotě napětí propustí proud. Této vlastnosti lze využít například u elektronického regulátoru napětí k zahájení regulačního pochodu.

Tranzistor umožňuje ovládání pracovního proudu malým řídicím proudem. Zvýšením vodivosti krystalu polovodiče malým řídicím proudem se podstatně zvýší vodivost celého tranzistoru a silný proud může protékat. Tranzistor lze využít např. k bezkontaktní regulaci budicího proudu dynama nebo k podstatnému proudovému odlehčení kontaktů přerušovače.

Tyristor na rozdíl od tranzistoru ovládá pracovní proud pouze proudovým impulsem a nikoli déle působícím slabým řídicím proudem. Používá se například ve vysokonapěťovém bezkontaktním kondenzátorovém zapalování, kde pouhý proudový impuls umožní uvolnění celé elektrické energie kondenzátoru do obvodu.

Řiditelná polovodičová dioda může ovládat silné proudy pouze rázovým zapalovacím impulsem a nikoli řídicím proudem jako u tranzistoru. Tento neobyčejně výkonný prvek má v elektronickém ovládání techniky motorových vozidel své uplatnění teprve před sebou.

Souhrnem lze konstatovat, že polovodičové prvky mají vysokou účinnost, pracují bez jiskřících kontaktů a mechanicky pohyblivých prvků, jsou rozměrově malé a vzduchotěsně uzavřené konstrukce. Tyto výhody spolu s malou hmotností a necitlivostí vůči vnějším vlivům jim dávají široké pole uplatnění u moderních motocyklů.

Závažným záporem je dosud jejich poměrně vyšší cena.

### *Elektronické zapalování*

Zvýšený výkon motoru, menší spotřeba paliva, bezvadné spouštění studeného motoru a zapalování bez údržby — to jsou hlavní reklamní slogany pro přestavbu dynamobateriového zapalování na tranzistorové. Adaptace u automobilových a motocyklových motorů s dynamobateriovým zapalováním není příliš složitá, magnetoelektrické zapalování se však pro tuto přestavbu nehodí.

Základní pracovní princip je u tranzistorového zapalování s přerušovačem velmi podobný činnosti dynamobateriového zapalování. Zdrojem elektrického proudu je opět akumulátor dobíjený dynamem nebo alternátorem, okamžik zapálení se určuje přerušením proudu mechanicky ovládaným přerušovačem a funkci vysokonapěťového transformátoru přebírá opět zapalovací cívka. Rozdíl je zde pouze v tom, že přerušovačem neprochází celý primární proud vstupující do primárního vinutí cívky, ale pouze velmi slabý řídicí proud. Přerušením tohoto slabého řídicího proudu ovládá tranzistor primární proud pro cívku, který může být silnější než u dynamobateriového zapalování. Základním přínosem tedy je možnost práce se silnějším primárním proudem v celém rozsahu použitelných otáček motoru bez většího elektrického zatížení přerušovače.



Prověřujeme-li však kriticky inzerované výhody tranzistorového zapalování s přerušovačem při doporučené přestavbě motoru na tento druh zapalování, zjistíme, že udávané přednosti se značně liší od skutečnosti. Vyšší výkon naměříme pouze tehdy, mělo-li dynamobateriové zapalování špatnou funkci v oblasti nejvyšších otáček. Pouhé zvýšení dodávky elektrické energie na elektrody svíčky se na výkonu neprojeví. Menší spotřebu paliva se zpravidla nikdy nepodaří naměřit. Bezpečnější spouštění studeného motoru ovšem představuje zejména u strojů s elektrickým spouštěčem skutečnou výhodu. Při silném mrazu klesá podstatně schopnost akumulátoru dodávat silný proud při jmenovitém napětí a studený motor naopak potřebuje ke svému otáčení zvýšený výkon spouštěče. Důsledkem je kromě nízkých spouštěcích otáček motoru i prudký pokles napětí v síti, které se projeví sníženou dodávkou proudu do vinutí zapalovací cívky. U tranzistorového zapalování, které pracuje s celkově vyššími proudy, udržuje konstantní napětí výboje v širším rozsahu napětí akumulátoru.

Poslední uváděnou výhodou tranzistorového zapalování je minimální údržba. Zlepšení zde proti dynamobateriovému zapalování skutečně je, neboť nejčastějším předmětem údržby jsou opálené kontakty přerušovače, avšak není odstraněno opotřebování izolační třecí podložky páčky přerušovače, které vyvolává změnu vzdálenosti kontaktů a seřízení předstihu. Cílem konstruktérů a výrobců dynamobateriového zapalování bývá stupeň opotřebení izolační podložky pohyblivého raménka přerušovače, odpovídající tepelně elektrickému opálení kontaktů; potom se vzdálenost kontaktů přerušovače při provozu nemění. Tato myšlenka u tranzistorového zapalování nemůže být uskutečněna.

Nevýhodou tranzistorového zapalování s přerušovačem je vyšší příkon, který může u motocyklů s nedostatečným výkonovým zdrojem elektrického proudu vést k vybíjení akumulátoru při nočním provozu.

Tranzistorové zapalování bez přerušovače je dalším stupněm ve vývoji zapalování pro automobily a motocykly. Tranzistor opět ovládá silný pracovní primární proud, avšak jeho řídicí proud vychází z bezkontaktního magnetického generátoru impulsů. Generátorů je mnoho typů, všechny však pracují bez mechanického dotyku a opotřebení. Celé zařízení potom lze vložit do pouzdra a zalít izolační hmotou, čímž vzniká vysoká odolnost proti mechanickému poškození při otřesech. Tento druh tranzistorového zapalování již není vhodný pro adaptaci.

Na rozdíl od obou uvedených typů elektronického zapalování, kde proud o vysokém napětí vzniká přerušováním primárního proudu, vysokonapěťové kondenzátorové zapalování do elektrického obvodu primárního vinutí naopak vpouští nárazový proud. Pokusy s kondenzátorovým zapalováním probíhaly již před druhou světovou válkou, avšak teprve jeho přestavba v šedesátých letech a v sedmdesátých s využitím moderních polovodičových prvků mu otevřela možnosti pro širší uplatnění na motocyklových motorech počínaje u mopedů a konče u silničních závodních víceválců.

Kondenzátorové zapalování může pracovat s mechanickým přerušovačem, avšak v praxi se osvědčily moderní bezkontaktní typy, neboť kontakty vyžadují údržbu.



Zdrojem nabíjení kondenzátoru je malý střídavý alternátor, jehož proud se usměrňuje diodami. Generátor impulsů je další pohyblivou součástí kondenzátorového zapalování; proudovými impulsy ovládá tyristor, který zapíná nárazové vybíjení celé kapacity kondenzátoru. Kondenzátor je schopen na povrchu svých vodivých polepů shromáždit značné množství elektrické energie, která se vybíjí v primárním vinutí zvláštní zapalovací cívky. Indukcí vzniká opět v sekundárním vinutí cívky proud o vysokém napětí, který se vede na svíčku. Zapalovací napětí na elektrodách svíčky vzrůstá podstatně rychleji než u všech ostatních druhů zapalování a nárazový vzrůst napětí je výhodný pro jakost jiskry i celkovou účinnost systému.

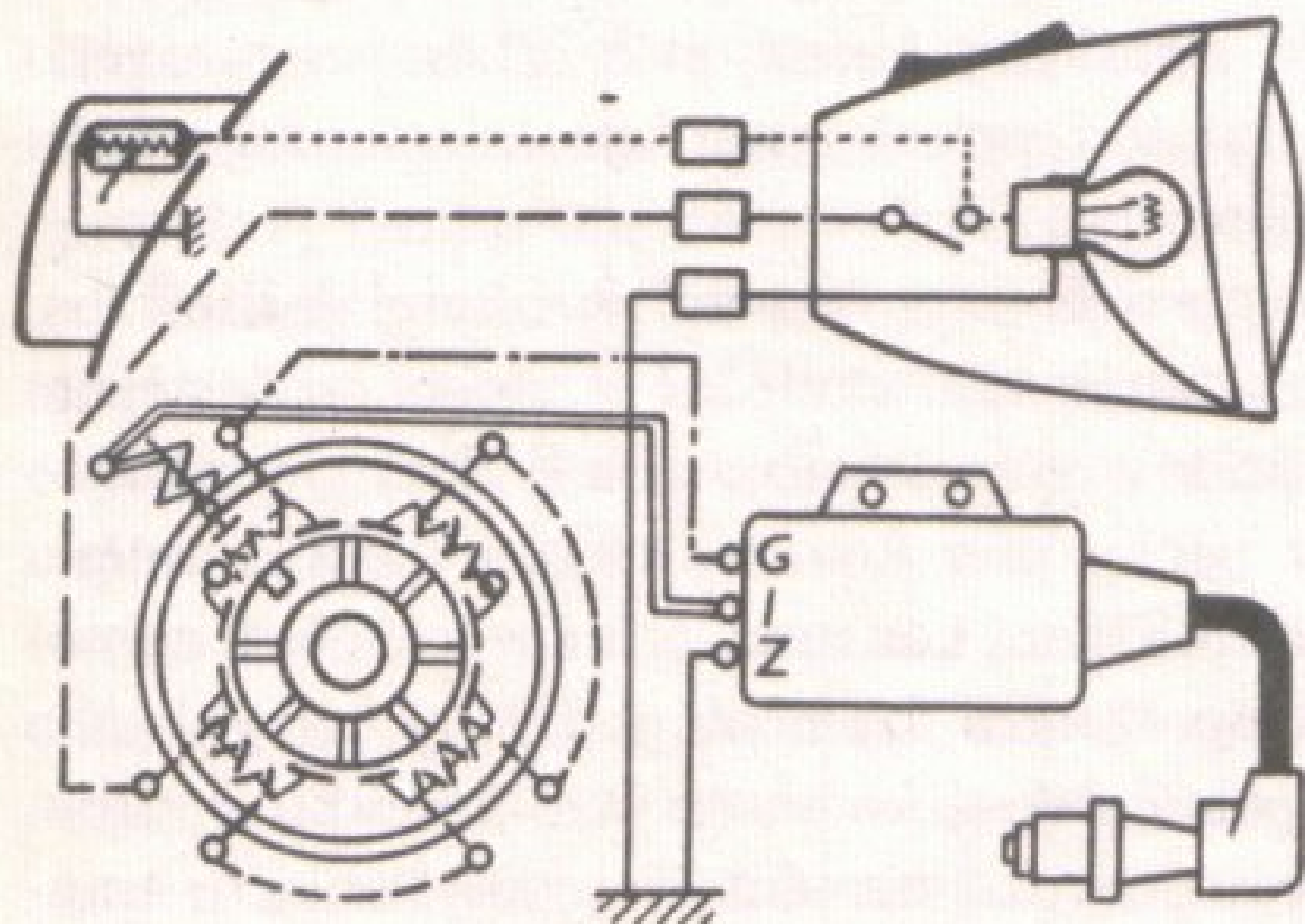


Schéma elektrického zařízení mopedu Babetta s kondenzátorovým bezkontaktním zapalováním

Výhodou kondenzátorového zapalování jsou kromě uvedené vysoké účinnosti i minimální nároky na údržbu a bezvadná funkce do nejvyšších otáček motoru, která je omezena jen hranicí mechanického porušení otáčejícího se rotačního dílu a ta je vždy několikanásobně bezpečná. Nevýhodami kondenzátorového zapalování jsou jeho vyšší cena a poněkud vyšší otáčky pro spouštění — kondenzátorové zapalování dává potřebnou jiskru až od 200 nebo někdy i 300 otáček za minutu.

Přestavba motoru na kondenzátorové zapalování byla velmi často uplatněna u motorů pro sportovní účely, kde klasické zapalování přestávalo pracovat v nejvyšších otáčkách rozhodujících pro závod. Jednoduchá je zejména adaptace kompletního kondenzátorového zapalování, například od španělské firmy Femsa nebo Bosch z NSR, na motorech s magnetoelektrickým zapalováním.

### *Předstih zážehu*

Předstih je doba, o kterou okamžik zážehu zápalné směsi ve válci zážehového spalovacího motoru předchází okamžik, kdy píst dostihuje své horní úvrati. Předstih je naprosto nutný pro správnou funkci motoru, neboť po elektrickém



výboji na elektrodách zapalovací svíčky nastává nejprve velmi krátká prodleva a teprve potom postupné prohořívání stlačené směsi. Vlivem setrvačnosti klikového mechanismu se píst velmi rychle pohybuje a u motoru bez předstihu, tj. s výbojem u H. Ú. by tlak plynů působil užitečným způsobem na dno pístu příliš pozdě a ztratila by se tedy značná část pracovního zdvihu pístu bez užitku. Zdálo by se, že s vývojem vysokootáčkových motorů se budou hodnoty předstihu zvětšovat stejně jako rostou otáčky motoru. Ve skutečnosti však je tomu obráceně. Právě pro nejvýkonnější motory se snažíme dosáhnout co nejnižších hodnot předstihu volbou tvaru spalovacího prostoru i umístěním svíčky, popř. dvou svíček ve spalovacím prostoru. Musíme se snažit o to, aby hodnota předstihu byla co nejnižší a aby hoření proběhlo v co nejkratší době.

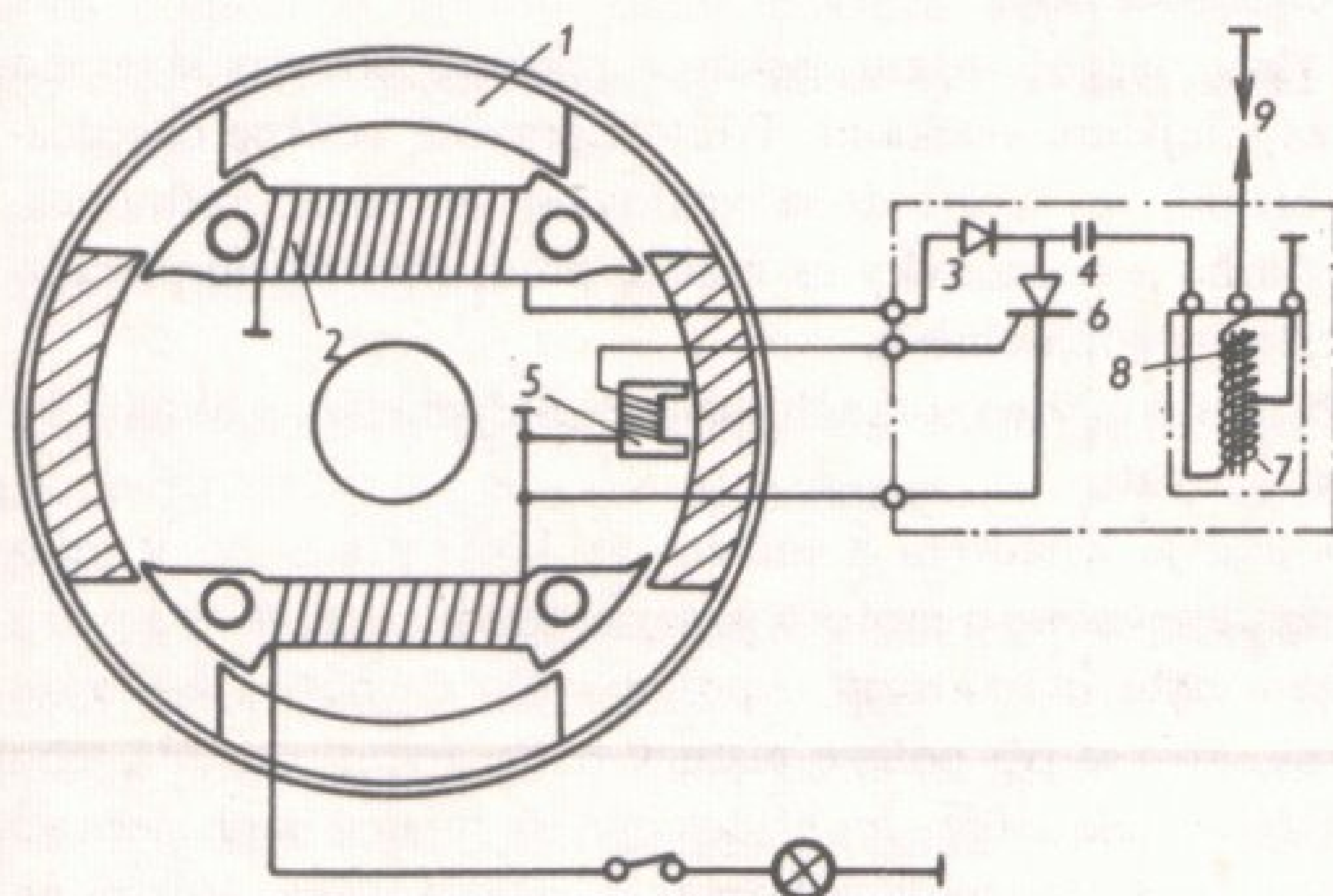
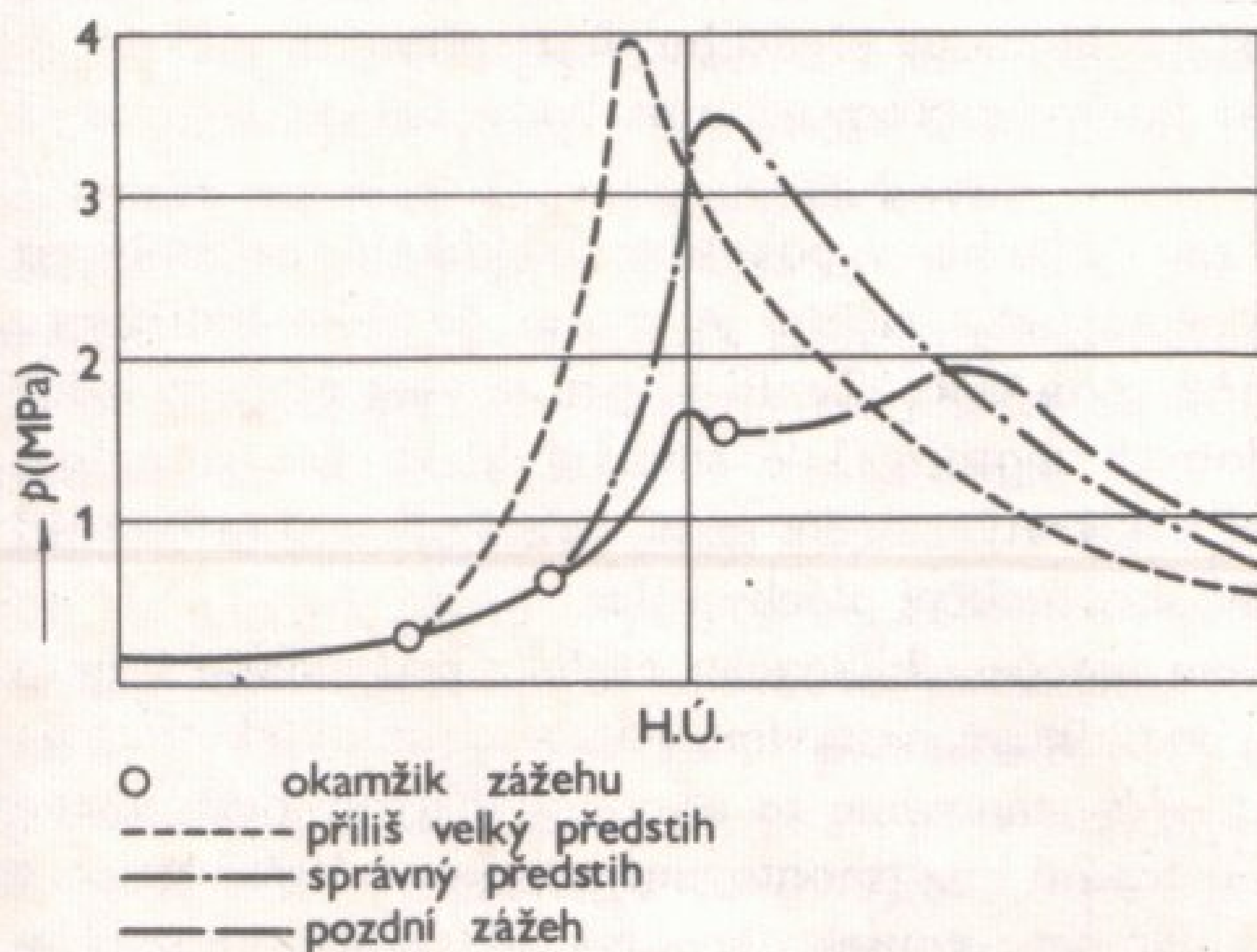


Schéma elektronického zapalování Bosch: 1 – trvalý magnet, 2 – kotva nabíjecího generátoru, 3 – dioda, 4 – kondenzátor, 5 – snímač, 6 – tyristor, 7 – primární vinutí, 8 – sekundární cívka, 9 – zapalovací svíčka



Vliv hodnoty předstihu na průběh tlaku ve válci



Správná hodnota předstihu je velmi důležitou veličinou pro činnost motoru. Při příliš velkém předstihu nastává max. tlak plynů ještě před horní úvratí, což se projeví velmi tvrdým během motoru a snížením jeho výkonu. Při malém předstihu začne spalování a působení účinného tlaku plynů na píst příliš pozdě, přehřeje se motor, klesá výkon, vzrůstá spotřeba a navíc je i nepříznivější složení výfukových plynů z hlediska škodlivin.

Optimální hodnota předstihu se mění s otáčkami i zatížením motoru. U čtyřdobých automobilových motorů tvoří samozřejmou součást zapalovací soustavy odstředivé a podtlakové regulátory předstihu. Rozsáhlé a mnoha výrobci dvoudobých motocyklových motorů opakované zkoušky dokázaly, že změna předstihu v závislosti na otáčkách ani zatížení nepřinesla podstatné zlepšení činnosti, a to u cestovních ani u závodních motocyklů.

Velmi dobré výsledky však naproti tomu získáme rekonstrukcí spalovacího prostoru dvěma současně zapalujícími svíčkami. Touto úpravou, nejlépe osvědčenou u jednotek většího objemu, se zkrátí doba spalování za všech podmínek, může se snížit hodnota předstihu a požadavky na změnu předstihu během pracovního režimu motoru jsou ještě zanedbatelnější.

V praxi nebudeme uvádět předstih v jednotkách času, ale úhlem kliky v okamžiku zážehu od její polohy v horní úvrati.

Nejpřesnější a nejjednodušší je vyjádření a měření velikosti předstihu v milimetrech dráhy pístu. Šroubem upevníme u motoru se sejmutou hlavou válce k válci držák s indikátorem tak, aby čidlo indikátoru se pohybovalo rovnoběžně s osou válce. Indikátor seřídíme tak, aby se při poloze pístu v horní úvrati dostala jeho ručička na nulu a potom otáčíme dále klikovým hřídelem a sledujeme např. pomocí přídavné vhodně zapojené žárovky rozpojení kontaktů přerušovače. Výboj na elektrodách svíčky přeskočí v okamžiku, kdy se kontakty přerušovače rozpojí. Nouzově to zjistíme i tak, že mezi kontakty vložíme cigaretový papírek a okamžik, kdy papírek je možno bez násilí vysunout, označíme za přeskočení elektrického výboje. I tímto způsobem zjistíme hodnotu předstihu dosti přesně a můžeme ji podle potřeby nastavit na údaj daný výrobcem nebo na hodnotu, kterou jsme již dříve ověřili.

Chceme-li si ušetřit práci se snímáním hlavy, pokusíme se indikátor našroubovat do otvoru svíčky. Předpoklad správného měření je v tom, že čidlo indikátoru se bude pohybovat rovnoběžně s osou válce. Tento případ je však obvykle méně spolehlivý, a proto u dvoudobých motorů, kde snímání hlavy nedělá potíže, doporučujeme přesnější měření s odkrytým dnem pístu, neboť při této příležitosti můžeme vizuálně zkontrolovat i stav funkční plochy válce.

Předstih lze měřit také úhlem natočení klikového hřídele; podmínkou tohoto měření je určení horní úvrati, podle které nastavíme pomocný úhlový kotouč na klikovém hřídeli. Horní úvrať opět stanovíme se sejmutou hlavou válce anebo v tomto případě je jednodušší určování i na smontovaném motoru. Vyšroubujeme pouze svíčku a do staré svíčky narazíme kousek dřeva tak, aby tvořil doraz pístu asi 30 mm před horní úvratí. Na úhlovém kotouči určíme body, kdy píst narazí na



dřevěnou narážku při pohybu klikového hřídele z obou stran. Úhel daný těmito dvěma body rozpůlíme a máme s dostatečnou přesností určenou horní úvrať za předpokladu, že se dřevo ve svíčce nepohnulo, což můžeme snadno zkontrolovat druhým měřením. Velikost předstihu ve stupních nastavíme potom pomocí úhlového kotouče a vyjmutého cigaretového papírku z kontaktů přerušovače. Nevýhodou tohoto způsobu měření je možnost vzniku chyby zanedbáním vůlí v klikovém ústrojí, které jsme při tomto měření nemohli respektovat.

Pro kontrolu i seřizování předstihu je však výhodnější hodnota udaná v milimetrech dráhy pístu, jejíž měření je jednodušší a většinou i přesnější. Amatér si s dostatečnou přesností může nahradit indikátor posuvným měřítkem, neboť i toto měření zaručí při sejmuté hlavě válce přesnost asi 0,15 mm, což vyhovuje.

Pro přepočet předstihu udávaného ve stupních pootočení kliky na hodnoty délky dráhy pístu slouží vztahy uvedené v části „Základní kinematika“.

### *Zapalovací svíčka*

Jakkoli dokonalý systém zapalování včetně nejpečlivěji seřízeného a nastaveného předstihu by byl pro motor nedostatečný při nesprávně pracující zapalovací svíčce.

Úkolem zapalovací svíčky je přivést elektrickou energii do spalovacího prostoru a zde ji trvale měnit v takový výboj, který by spolehlivě zažehoval zápalnou směs. Pracovní podmínky svíčky nejsou jednoduché, uvědomíme-li si, že musí pracovat v prostředí vysokých teplot a tlaků, neustále kolísajících ve značném rozmezí, její činné části jsou neustále ve styku s látkami vytvářejícími usazeniny a navíc izolátor svíčky musí bezvadně izolovat elektrický proud o napětí přes 15 000 V vedený střední elektrodou.

Moderní svíčky se skládají z těla s vnější elektrodou, ze střední elektrody a z izolátoru. Tělo svíčky je z oceli a v jeho dolní části je závit pro našroubování do hlavy válce. V horní části těla svíčky je šestihran k nasazení trubkového klíče. Vnější elektroda je ze slitin speciálních kovů a je přivařena k tělu svíčky.

Střední elektroda je nyní obvykle ze dvou částí, a to z horní ocelové se závitem a spodní, vlastní elektrody, která je podobně jako vnější elektroda ze zvláštních kovů odolávajících opalování při vysokých teplotách a chemickým vlivům velmi agresivních sloučenin vznikajících při spalování.

Izolátor byl původně ze slídy. Dnes už výhradně je ze speciální keramické hmoty na bázi porcelánu s vysokou mechanickou i elektrickou pevností.

Svíčky označujeme podle upevňovacího závitu, a to jeho průměru i délky. Dříve byly běžné svíčky se závitem o průměru 14 i 18 mm. Dnes se používají téměř výhradně svíčky se závitem M 14 × 1,25, popř. nejmenší motory někdy mají svíčky s desetimilimetrovým závitem. Jejich výhodou jsou menší rozměry, odpovídající spalovacímu prostoru malého objemu, ale záporům naproti tomu větší sklon k zanášení.



Podle délky závitů jsou svíčky s krátkým (normálním) závitem o délce 12,7 mm a svíčky s dlouhým závitem o délce 19 mm.

Pro činnost motoru je však velmi důležitá správně volená samozápalná hodnota svíčky. Tato veličina, která se někdy označuje také jako tepelná hodnota, je porovnávací hodnotou a byla zavedena v roce 1924 firmou Bosch. Samozápalná hodnota svíčky udává dobu, za jakou dojde v přesně stanovených podmínkách k zvýšení teploty částí svíčky, vyvolávající vznik samozápalů. Teplota dolní části izolátoru zde musí být za provozu nejméně 500 °C, aby se beze zbytku spalovaly úsady z paliva a oleje; nejnižší požadovaná teplota se proto někdy označuje jako samočisticí teplota svíčky. Naproti tomu při přestoupení teploty dolní části izolátoru přes 850 °C dochází k dříve uvedeným samozápalům. Svíčka s nižší samozápalnou hodnotou nebo také tzv. teplá svíčka je určena pro tepelně méně namáhané motory, pracující obvykle s nižším počtem otáček. Pro výkonné motory a hlavně pro terénní a silniční závodní motocykly jsou určeny studenější svíčky s vysokou samozápalnou hodnotou.

Dříve byla samozápalná hodnota svíčky ve velmi úzkých mezích a její hodnotu poznal odborník zpravidla podle konstrukce izolátoru. Jinak se volila svíčka pro podmínky zimního a letního provozu i pro rozdílné způsoby jízdy s tímž motocyklem. Při městském provozu docházelo k zaolejování studených svíček a teplé svíčky naopak nevydržely delší zatížení v oblasti plného výkonu motoru.

Ve vývoji svíček však nová konstrukce a nová stavba a hlavně pak složení zvláštních kovových materiálů pro elektrody umožnily spojení příznivých vlastností svíček několika samozápalných hodnot. Nové, tzv. širokorozsahové svíčky našly ihned uplatnění ve dvoudobých motocyklových motorech všech typů.

Porovnání svíček různých výrobců je dnes dosti složité, neboť samozápalné hodnoty se už neoznačují číslem zavedeným firmou Bosch jako dříve, ale odlišnými údaji jednotlivých výrobců. Tento stav ještě komplikují širokorozsahové zapalovací svíčky a snahy některých výrobců využít technických hodnot k reklamním účelům. Proto ani porovnávací tabulky nejsou zcela přesné a jednoznačné; pro orientaci mají však velký význam.

Vliv na činnost zapalovací svíčky má i správné nastavení vzdálenosti elektrod. Se vzrůstající vzdáleností vzrůstá i napětí potřebné na přeskočení elektrického výboje. Pro dynamobateriové zapalování se běžně doporučuje hodnota vzdálenosti elektrod 0,7 mm, stejně jako pro zapalování tranzistorové a kondenzátorové. Pro magnetoelektrické zapalování vyhovuje lépe hodnota 0,4 až 0,5 mm. Za provozu se opalováním elektrod jejich přeskoková vzdálenost zvětšuje a občas ji musíme nastavit na správnou hodnotu lehkým přiklepnutím vnější elektrody. Opalování elektrod je menší u svíček s vestavěným odrušovacím odporem a u kondenzátorového zapalování, kde vzrůstá napětí na svíčce velmi rychle.

A nakonec tři praktické rady:

Při zkoušení má svíčka často bezvadné výboje při atmosférickém tlaku, ale jiskra již nemusí přeskakovat při zvýšeném elektrickém odporu kompresního tlaku plynů. Zkouška vyjmuté zapalovací svíčky, proto není prokazatelná.



Tab. 2. Porovnávací tabulka samozápalných hodnot svíček se 14mm závitem

A. Svíčky s krátkým závitem (12,7 mm)									
Výrobní značka	PAL	Autolite	Beru	Bosch	Champion	Lodge	Magneti Marelli	NGK	Varta
Samozápalná hodnota	Označení								
145	14-5	AE 6	145/14	W 145 T 1	L 95 Y	HBN	CW 5 N	B 5 HS	B 145
175	14-7	AE 4 X	175/14	W 175 T 1	L 86, L 88	HN	CW 6 N	B 6 HS	B 175
200	14-8Y	AE 22	200/14 A	W 200 T 35	L 87 Y	—	CW 7 N	—	B 200 Y
225	14-8	AE 2 X	225/14	W 225 T 1	L 85	2 HN	CW 7 N	B 7 HS	B 225
240	14-9	AE 2 X	240/14	W 240 T 1	L 5, L 81	2 HN	CW 8 N	B 8 HS	—
260	14-9	AE 901	260/14	W 260 T 1	L 4 J, L 78	3 HN	CW 9 N	B 9 HS	—
280	—	AE 901	280/14	W 280 M 1	—	—	—	B 10 HS	—
B. Svíčky s dlouhým závitem (19 mm)									
145	14L-5	AG 4	145/14/3	W 145 T 2	N 11Y, N 14Y	HBLN	CW 5 LP	B 5 ES	C 145 Y
160	14L-7	AG 4	160/14/3	W 160 T 2	N 6	HLN	—	B 6 ES	C 160
175	14L-7	AG 3	175/14/3	W 175 T 2	N 5	—	CW 6 LP	B 6 ES	C 175
200	14L-8Y	AG 22	200/14/3	W 200 T 30	N 9 Y	HLNY	CW 67 LP	—	C 200 Y
215	14L-8	—	215/14/3A	W 215 T 30	N 7 Y, N 8 Y	—	CW 78 LP	—	C 215 Y
225	14L-8	AG 2	225/14/3	W 225 T 2	N 4	2 HLN	CW 7 LP	B 7 ES	C 225
230	14L-8T	—	230/14/3A	W 230 T 30	N 6 Y	—	CW 8 LP	B 7 ES	C 230 Y
240	14L-9	AG 2	240/14/3	W 240 T 2	N 63 R	2 HLN	CW 89 LP	B 8 ES	C 240
260	14L-9	AG 901	260/14/3	W 260 T 2	N 3	3 HLN	CW 9 LP	B 8 ES	C 260
280	—	—	280/14/3S*)	W 280 T 30	—	—	—	—	—
300	—	—	—	W 300 T 30	—	—	—	—	—

\*) se stříbrnou elektrodou



Při nesprávné činnosti zapalování někdy můžeme alespoň nouzově dojet s elektrodami seřízenými na extrémně malou vzdálenost kolem 0,2 mm, kdy k přeskoku jiskry stačí i proud o nižším napětí. Náhradní svíčku je třeba vozit řádně uloženou. Vlasová trhлина na izolátoru vzniklá například úderem svíčky volně umístěné mezi nářadím ji může zcela znehodnotit. A nakonec praktická rada: náhradní svíčka má být raději teplejší, aby umožnila spuštění i přeplaveného motoru.

### *Elektrický spouštěč*

Elektrický spouštěč našel své uplatnění i u moderních jednostopých motorových vozidel, a to nejprve u skútrů a později i u velkoobjemových cestovních motocyklů. U skútrů je elektrický spouštěč předností hlavně pro společensky oblečeného jezdce v lehké obuvi a zvláště pak pro ženy v sukních. U motocyklů s velkým objemem válců a vyšším kompresním poměrem je nožní spuštění obtížné i pro sportovce a zpětný náraz páky nožního spouštěče může způsobit i zranění kotníku nebo kolena jezdce.

Nejstarším typem spouštěčů u motocyklů jsou dynamospouštěče umístěné přímo na klikovém hřídeli motoru. Tyto dynamospouštěče pracovaly se základní soustavou budicích cívek jako dynamo. Pro spuštění se zapínaly navíc přidavné budicí cívky pro zvýšení výkonu spouštěče.

Předností této koncepce bylo nejen využití jediné jednotky pro nabíjení i spuštění, ale také přímé spojení spouštěče s motorem. Nevýhody byly však podstatně větší a záležely ve velké hmotnosti spouštěče, podstatném zvýšení momentu setrvačnosti klikového mechanismu a v přidavném namáhání čepu klikového hřídele a klikového ložiska od letmo uložené rotující hmoty. Dynamospouštěč zpravidla neměl vyhovující účinnost ani jako dynamo, ani jako spouštěč.

Moderní elektrické spouštěče motocyklů jsou stejné konstrukce jako u automobilů a některé motocykly, jako například Guzzi V7, mají přímo spouštěče z automobilu. Jsou zde tedy známé problémy se zasouváním pastorku spouštěče do ozubeného věnce. Některé konstrukce mají zvláštní, třeba řetězový převod pro spouštěč. Popisy stavby a činnosti spouštěčů by přesahovaly rámec tohoto díla.



## 6. PŘEVODNÉ ÚSTROJÍ

Úkolem převodného ústrojí jednostopých motorových vozidel je převést výkon z klikového hřídele na hnací kolo vozidla a podle jízdních podmínek znásobit točivý moment na úkor otáček. Převodné ústrojí musí dále poskytnout možnost přerušit spojení mezi motorem a hnacím kolem vozidla a opětně je plynule spojit, zejména při rozjezdu, zastavení a řazení.

### *Celkové uspořádání*

Celkové řešení převodného ústrojí závisí na druhu jednostopého motorového vozidla, způsobu uložení motoru v rámu, na výkonové charakteristice motoru i na dalších zvláštních požadavcích.

Základní rozdělení druhů převodných ústrojí je podle převodového poměru mezi klikovým hřídelem motoru a hnacím kolem na tři typy:

1. s jedním neměnným převodovým poměrem,
2. s několika za jízdy měnitelnými rychlostními stupni,
3. s plynule měnitelným převodem.

Převodná ústrojí s jedním neměnným převodovým poměrem jsou stavebně nejjednodušší, avšak provozně nejméně dokonalá. Zcela vyhovující jsou pouze pro nejjednodušší jednostopá vozidla s třecím pohonem (Velosolex) nebo s odstředivou spojkou, dále pro jednostopá vozidla poháněná elektromotorem a pro speciální plochodrážní motocykly na krátké tratě vybavené čtyřdobým motorem. Tyto systémy jsou však nejrozšířenější pro nejlevnější mopedy především pro svou nízkou cenu, jednoduchost a nenáročnost v ovládání. Provozní nevýhody strojů bez převodovky se projeví nedostatečnou stoupavostí strojů i zbytečně vysokými otáčkami motoru při jízdě po rovině; důsledkem je potom větší spotřeba paliva, hluchost i opotřebení motoru.

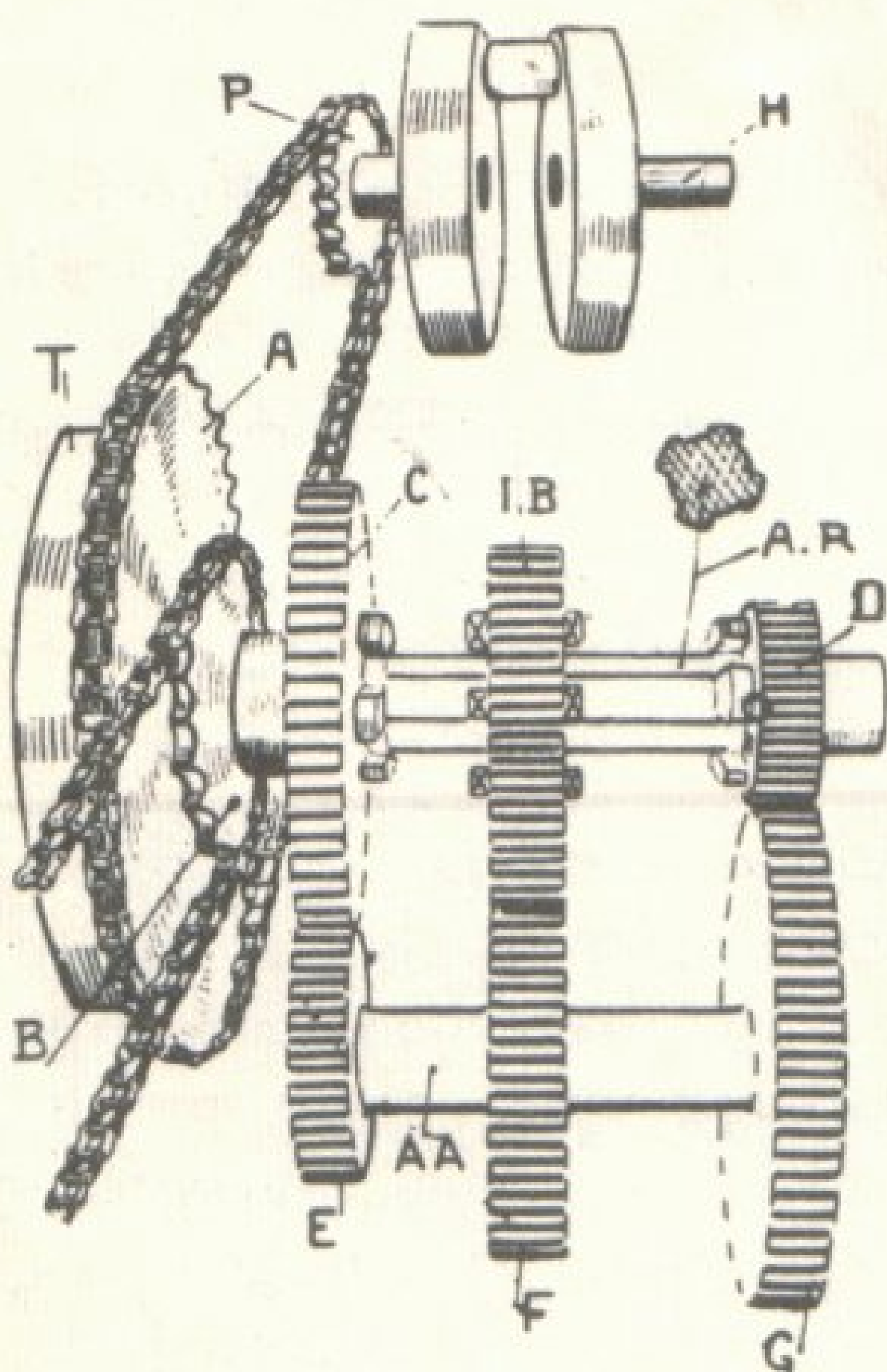
Převodné systémy s několika za jízdy měnitelnými rychlostními stupni jsou u jednostopých motorových vozidel a zejména u motocyklů nejběžnější. Výhodou je v tomto případě možnost využít plného výkonu motoru v různých podmínkách při rozdílné rychlosti jízdy. Účinnost těchto systémů je vysoká, jejich cena ani složitost nejsou v celkové hodnotě stroje nadměrné a u moderních typů strojů je i ovládání převodovky jednoduché nebo může být dokonce samočinné v závislosti na zatížení motoru a rychlosti jízdy. Počet rychlostních stupňů bývá v rozmezí od dvou do šesti — v extrémních případech může být i vyšší.

Ústrojí s plynule měnitelným převodem, do kterých nesmíme zahrnovat systémy vybavené pouze samočinnou spojkou, jsou u jednostopých motorových



vozidel velmi vzácná. V současné praxi jde pouze o dva druhy ústrojí, a to s plynule měnitelným řemenovým převodem pro lehké stroje a dále o kapalinové měniče pro nejdražší motocykly.

Rozhodující vliv na koncepci převodného systému má i poloha motoru v rámu a směr osy klikového hřídele. Při obvyklém umístění motoru napříč ve střední části rámu, což je z hlediska rozložení hmotnosti i jízdních vlastností nejpříznivější, vzniká značná osová vzdálenost mezi klikovým hřídelem a hnacím zadním kolem. Systém se potom zpravidla skládá z primárního převodu se spojkou, převodovky a sekundárního převodu. Při vodorovné ose klikového hřídele kolmé na směr jízdy je obvyklý sekundární řetěz, neboť spojovací hřídel by vyžadoval dva páry speciálních kuželových ozubených kol. Dosud vyráběné řemeny nepřenesou požadovaný výkon na zadní kolo.



Klasické, dnes již historické uspořádání převodného ústrojí většiny předválečných motocyklů:  
*H* – klikový hřídel, *P* – primární řetězový převod, *T* – spojka, *A* – řetězové kolo na hlavním hřídeli převodovky, *C*, *D* – volná kola na hlavním hřídeli převodovky, *B* – posuvná kola na hlavním hřídeli převodovky, *E*, *F*, *G* – kola na předlohovém hřídeli

U motorů s osou klikového hřídele ve směru jízdy jsou obvyklé převodné systémy podobné jako u klasických automobilů s motorem vpředu a pohonem zadních kol. Spojka je na klikovém hřídeli a rozteč dvouhřídelové převodovky dává u motocyklu požadované vyosení spojovacího hřídele ze střední svislé roviny.

Odlišně řešené bývají převody u skútrů nebo mopedů s motory po straně hnacího kola. Odpadá zde velká osová vzdálenost a tím i sekundární řetěz. Sekundární převod potom vytvářejí ozubená kola s šikmými zuby anebo klínový řemen doplněný ještě redukčním převodem ozubenými koly.



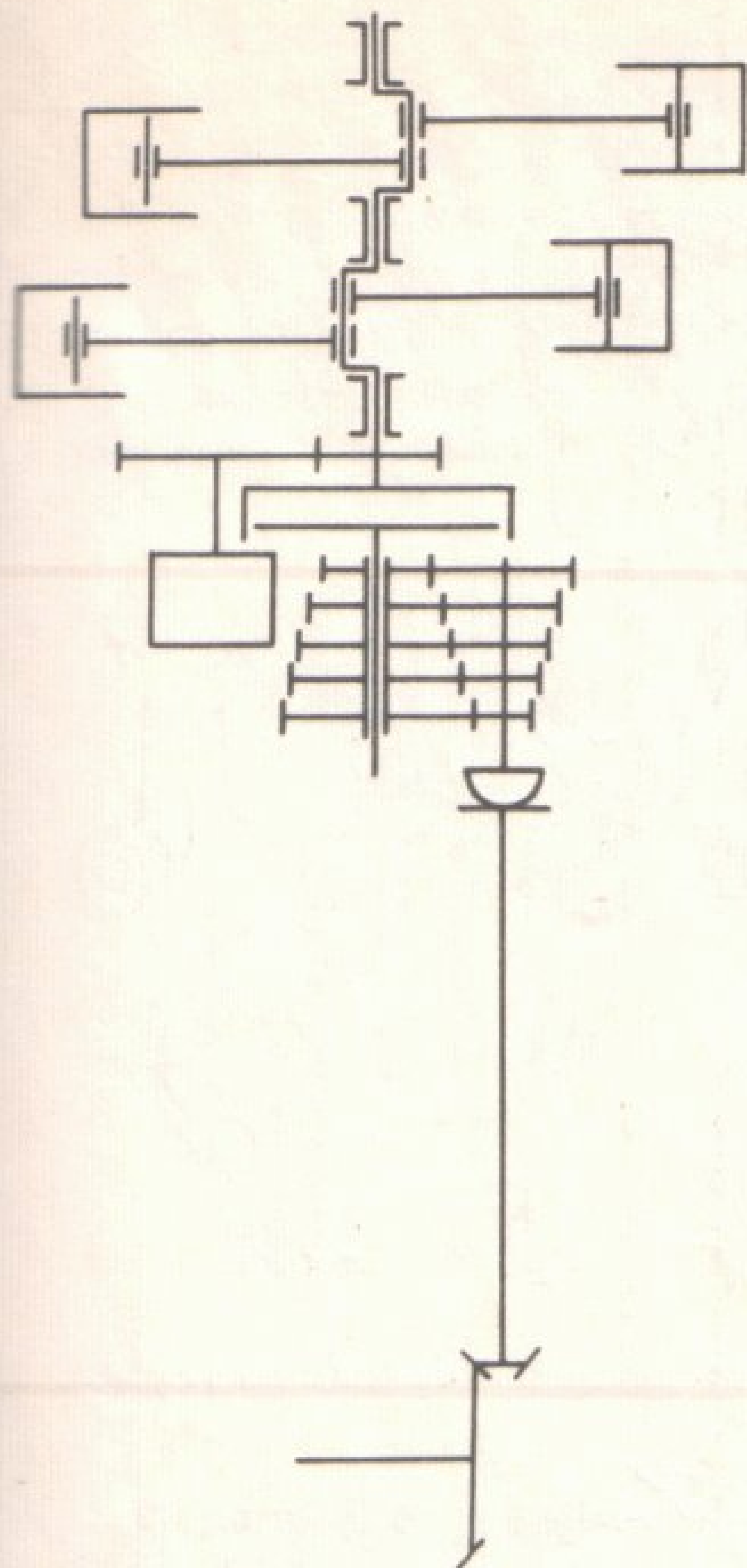
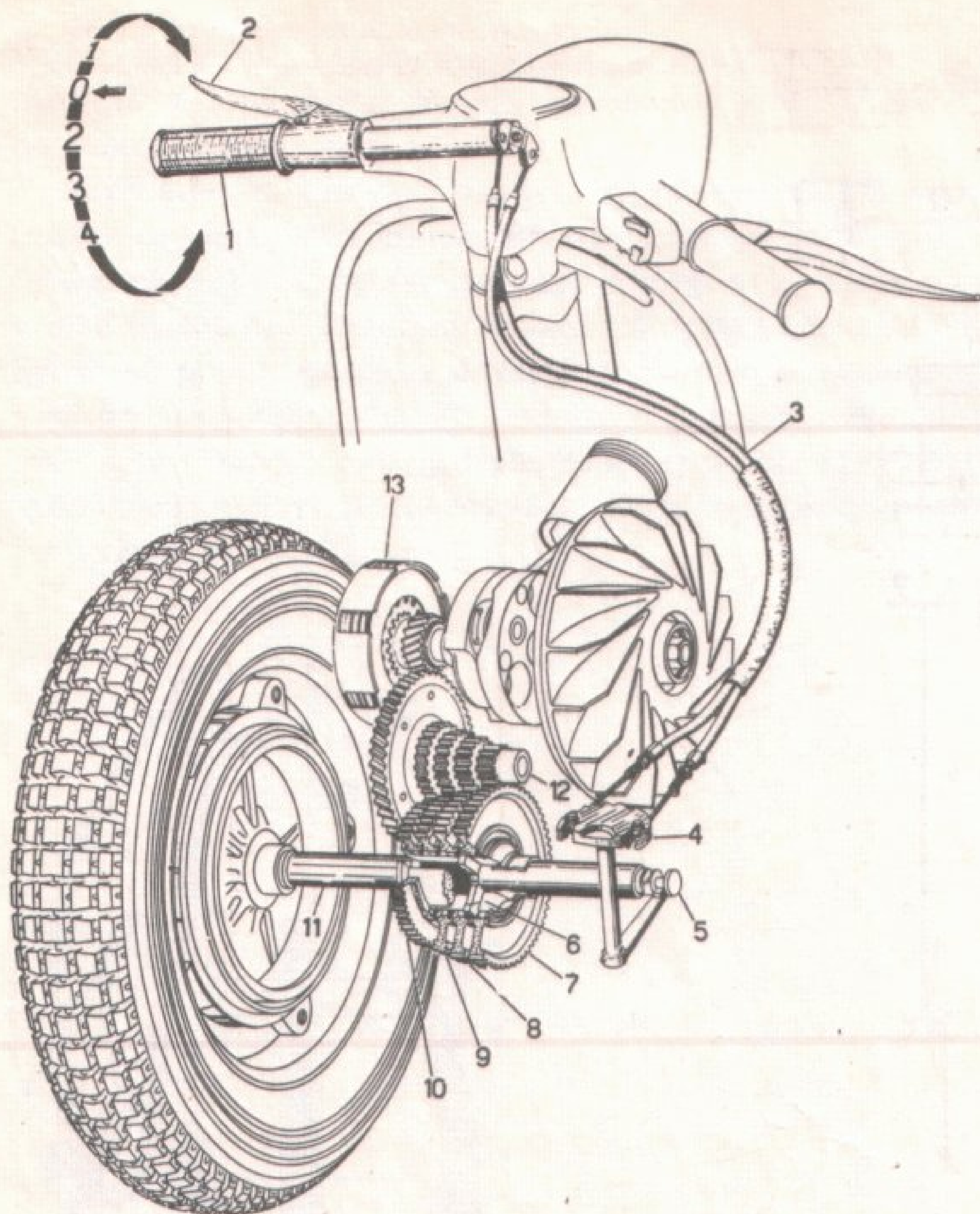


Schéma převodného ústrojí motocyklu s osou klikového hřídele ve směru jízdy a s kloubovým hřídelem (Honda Gold Wing)

Zcela zvláštní skupinu tvoří ústrojí s přenosem síly třecím válečkem na pneumatiku, který vyhovuje pouze pro maloobjemové motocykly. Tento pohon vyhovuje pro převod na přední i zadní kolo. Motorek je upevněn před hlavou rámu a zvláštní pákou se buď přitlačí třecím válečkem k pneumatice, nebo nadzvedne a moped lze bez zbytečného odporu pohánět pouze pedály. Při pohonu zadního kola je motorek umístěn nejčastěji pod středem rámu před zadním kolem. Výhodou je jednoduché získání potřebného převodového poměru značným rozdílem v průměru vnějšího obvodu pneumatiky a třecího válečku, nevýhodou naproti tomu přenos hnací síly třením. Dochází ke zvýšenému opotřebení pneumatiky i třecího válečku a zvláště nepříznivé jsou poměry při jízdě v blátivém terénu. Je zcela nesprávná domněnka některých jezdců, že třecí váleček může při pozvolném přibližování k pneumatice nahradit funkci spojky – přenos značné síly třením je choulostivý i za ideálních podmínek.

V dalších odstavcích se budeme zabývat pouze částmi převodného ústrojí motocyklů. Rozbor a podrobnější popisy systémů některých mopedů a skútrů by přesahoval rámec této knihy.





Převodné ústrojí u skútru Vespa: 1 – řadící rukojeť, 2 – páčka spojky, 3 – lanovody řazení, 4 – řadící segment, 5 – řadící tyčka, 6 – řadící unášec, 7 – I. stupeň, 8 – II. stupeň, 9 – III. stupeň, 10 – IV. stupeň, 11 – hnáný hřídel s kolem, 12 – hnací hřídel, 13 – spojka na klikovém hřídeli

### *Primární převod*

Primární převod je první částí motocyklového převodného ústrojí k přenosu výkonu motoru z klikového hřídele na hnací hřídel převodovky. Primární převod je tvořen nejčastěji primárním řetězem nebo párem ozubených kol s čelními zuby. Jen výjimečně u víceválcových motorů se primární převod skládá ze dvou dílčích převodů v případě, kdy odběr točivého momentu je ze střední části klikového hřídele. Tato koncepce je nejčastější u silničních závodních motocyklů, má-li odlehčit klikový hřídel dvouválcového nebo čtyřválcového motoru.

Základním parametrem primárního převodu je hodnota převodového poměru, která je nižší u velkoobjemových strojů a naproti tomu vyšší u motorů s nízkou



hodnotou točivého momentu. Nesprávně volená hodnota primárního převodového poměru se projeví potížemi v dalších částech převodného ústrojí. Je-li převodový poměr příliš vysoký, dochází k nadměrnému pevnostnímu namáhání převodovky a bývají i potíže s přenosem zvýšeného točivého momentu spojkou. U primárního převodu s nízkým převodovým poměrem naproti tomu vysoké otáčky převodovky mohou být příčinou obtížnějšího řazení; hlavní nevýhodou je však nutnost méně výhodné konstrukce sekundárního převodu s poměrně vyšším převodovým poměrem.

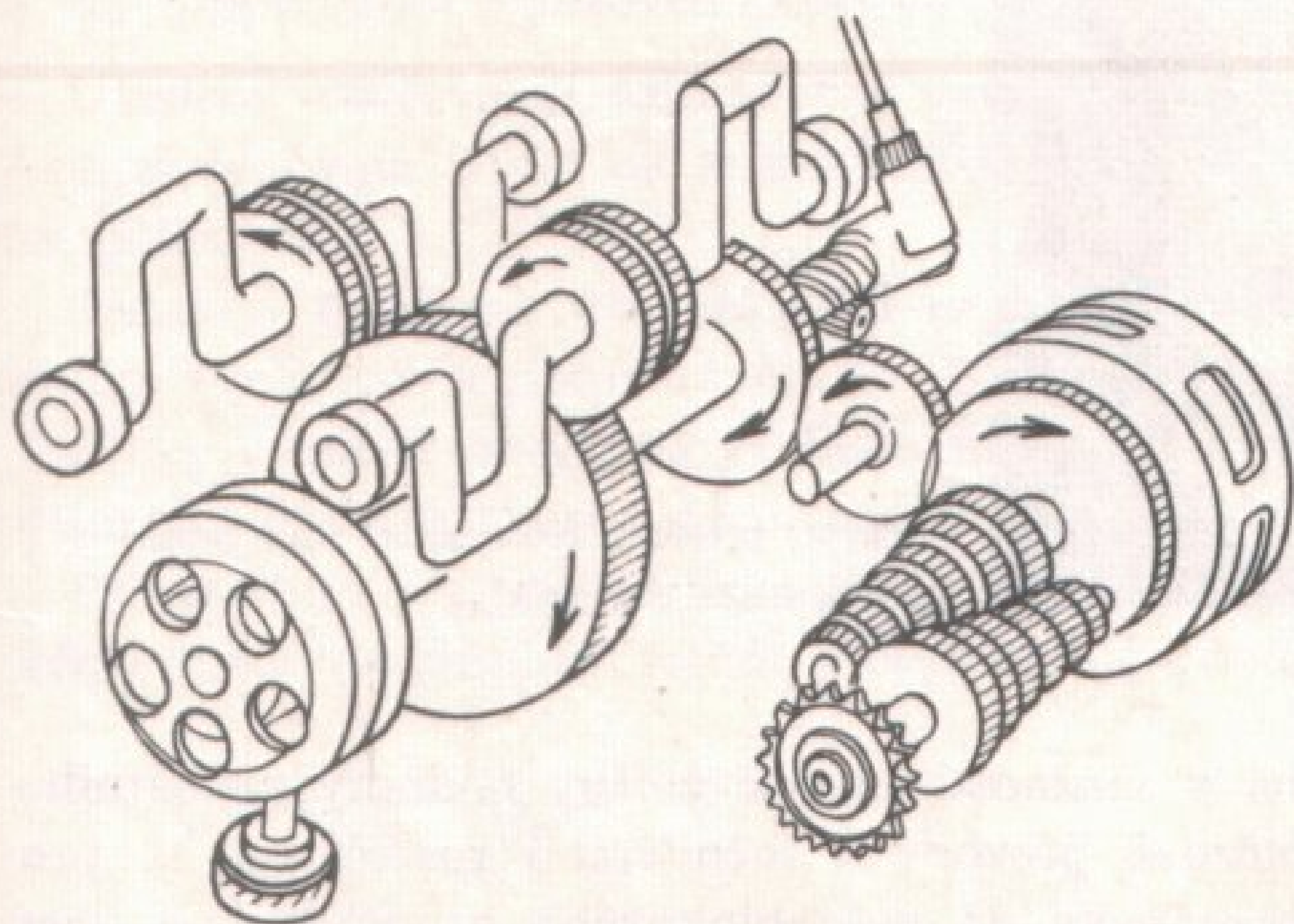


Schéma převodného ústrojí silničního závodního čtyřválce Suzuki 500

Primární řetěz je nejstarším druhem primárního převodu. Byl již na prvních historických motocyklech a na mnoha strojích se udržuje až do dneška.

Hlavní výhody primárního řetězového převodu:

1. levnost a nižší nároky na přesnost výroby,
2. možnost převodového spojení hřídelů s větší osovou vzdáleností,
3. pružnost a poddajnost,
4. tichý běh,
5. možnost snadné změny převodového poměru v případě potřeby.

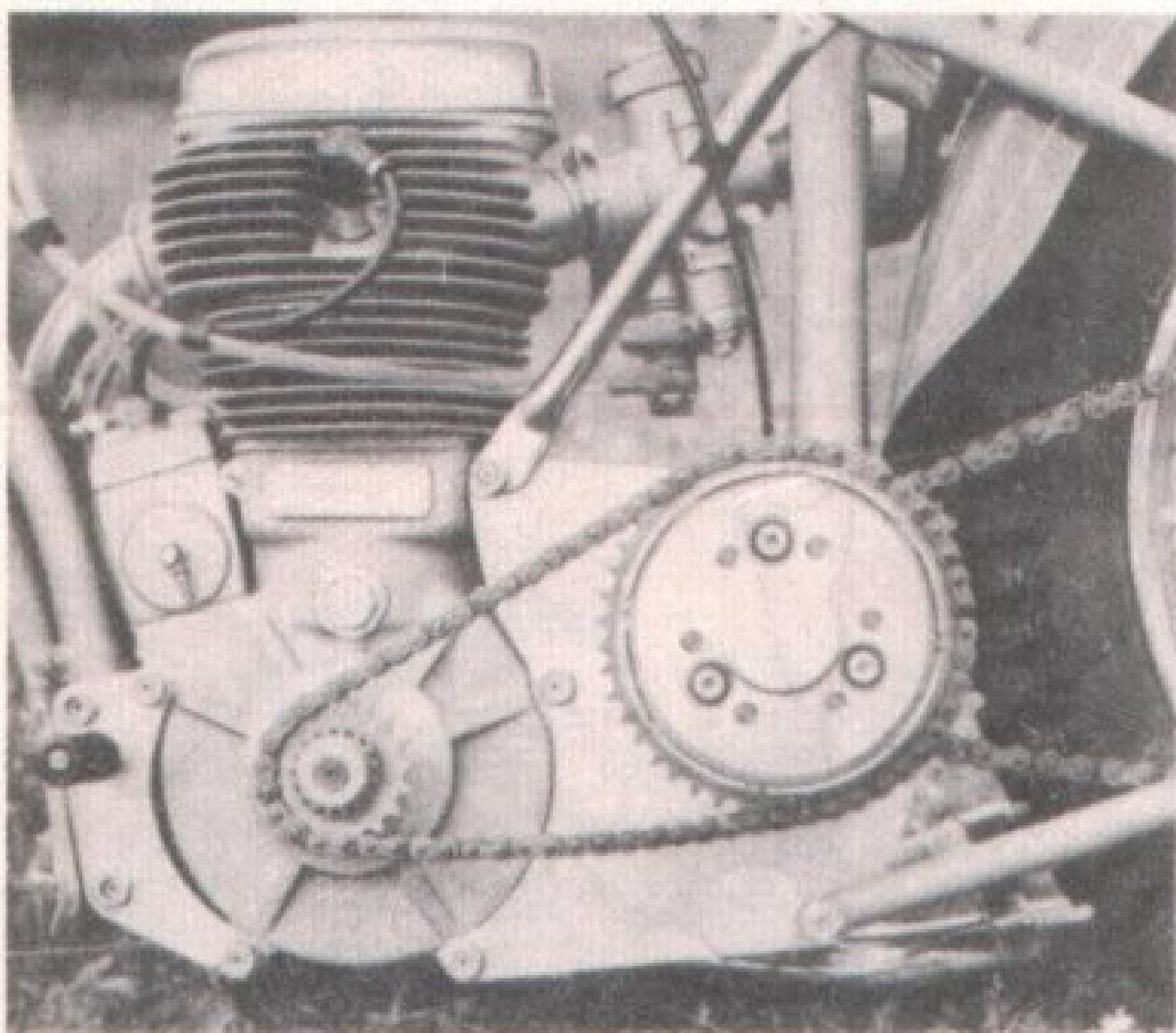
Sledujeme-li však výhody primárního převodu z hlediska stavby moderních motocyklů, dojdeme k závěru, že přednosti, které bývaly v minulosti rozhodující, jsou dnes podružné. Jeho moderní sériová výroba už není levnější.

Druhá přednost má rozhodující vliv pouze u sekundárního převodu, ale u pokrokově řešených motorů, kde v odlitcích skříně motoru je uložena i převodovka, vzniká naopak požadavek na minimální rozměry i rozteč os hřídelů primárního převodu.

Pružnost a poddajnost převodu při správně napnutém řetězu je ovšem proti dvěma předcházejícím výhodám skutečnou předností, která se projeví vyšší spolehlivostí a delší životností celého převodného ústrojí. Také tichost primárního



převodu je v souladu s novými předpisy nevyhnutelná a navíc je moderní cestovní motocykl s vyšším mechanickým šumem těžko prodejný. Výhodou primárního řetězu je tichý běh bez speciálních konstrukčních a výrobních úprav.



Nekrytý primární řetěz mívají dnes pouze plochodrážní motocykly

Poslední přednost záležející v možnosti snadné změny hodnoty primárního převodu platí pouze pro řetězové převody s měnitelnou roztečí os, tj. pro stroje s oddělenou skříní převodovky. U monoblokového uspořádání je dnes jednodušší změna převodového poměru výměnou dvojice ozubených kol než u řetězu, kde vznikají problémy s požadavkem na změnu osové vzdálenosti při jiném počtu zubů řetězových kol.

Primární řetězy bývaly nekryté nebo pouze částečně kryté a spojovaly pevně uložený motor s převodovkou v samostatné převodové skříní, posuvně uložené v rámu. Podstatnou nevýhodou zde byl polosuchý provoz řetězu a možnost vnikání nečistot. Olej nebo jiné mazadlo bylo odstředivou silou vynášeno z řetězu a ani olejová kapátka neměla velký význam. Přesto však se tyto řetězy staly téměř typickým znakem motocyklů až do druhé světové války a ve Velké Británii se používaly ještě další desetiletí. Řetězy pracovaly bez větších poruch, byla-li volena dostatečná osová vzdálenost, aby pružnost řetězu vyrovnala nerovnoměrnost běhu motoru.

Při monoblokovém uspořádání skříně motoru, které se rozšířilo s nástupem dvoudobých motorů, se ze stavebních důvodů snížila rozteč os, avšak řetěz se dostal do uzavřené olejové lázně. Dříve obvyklé napínáky řetězu různých konstrukcí se neosvědčily, neboť provozem vytažený řetěz se stejně musí měnit za nový. Životnost řetězu v olejové mlze se proti dřívějším řetězům prodloužila několika násobně.

Vzájemná poloha osy klikového hřídele a hnacího hřídele převodovky nemůže být u řetězového převodu libovolná, ale rozteč se vypočte podle následujícího vztahu:



$$a = \frac{t\{2i - (z_1 + z_2) + \sqrt{[2i - (z_1 + z_2) + 0,9(z_1 - z_2)] \cdot [2i - (z_1 + z_2) - 0,9(z_1 - z_2)]}\}}{8},$$

kde  $a$  je osová vzdálenost (mm),

$t$  – rozteč řetězu (mm),

$i$  – počet článků řetězu,

$z_1$  – počet zubů řetězového kola na klikovém hřídeli,

$z_2$  – počet zubů řetězového kola na převodovce.

Uvedený vztah platí samozřejmě pouze pro sudý počet článků řetězu, což v praxi vyhovuje, neboť na primárním řetězu by si snad nikdo nedovolil použít tzv. půlčlánek.

Primární řetěz má dvě základní nevýhody: nehodí se pro vysokootáčkové motory a jeho běh je nerovnoměrný.

Prvně uvedená nevýhoda se často nepřesně vysvětluje a řetězu se neprávem přisuzuje i nespolehlivost a poruchovost.

Při návrhu i posuzování primárního řetězového převodu je rozhodující přesné určení obvodové rychlosti řetězu, kterou určuje jednoduchý vzorec:

$$v = r_1 \omega = \frac{z_1 t}{2\pi} \cdot \frac{\pi n}{30},$$

$$v = \frac{z_1 t n}{60} \quad (\text{m/s}),$$

kde  $v$  je obvodová rychlost řetězu (m/s),

$r_1$  – roztečný poloměr řetězového kola na klikovém hřídeli (m),

$\omega$  – obvodová rychlost klikového hřídele (rad/s),

$z_1$  – počet zubů řetězového kola na klikovém hřídeli,

$t$  – rozteč článků řetězu (m),

$n$  – otáčky klikového hřídele (1/min).

Obvodová rychlost nesmí překročit rychlost přípustnou pro řetěz podle údaje výrobce řetězu pro odpovídající počet zubů menšího kola. Jak je ze vztahu vidět, obvodová rychlost vzrůstá přímo úměrně s otáčkami motoru, počtem zubů řetězového kola na klikovém hřídeli a s roztečí článků řetězu.

Namáhání řetězu se skládá ze dvou složek, a to z přenosu tažné síly a z vlastní odstředivé síly:

$$P_c = P_s + P_o \quad (\text{N}),$$

$$P_c = \frac{M_{t \max}}{r_1} + q \frac{v^2}{r_1} \quad (\text{N}),$$

kde  $P_c$  je celková síla v řetězu (N),

$P_s$  – statická tažná síla v řetězu (N),

$P_o$  – odstředivá síla řetězu (N),



$M_{t\max}$  – největší točivý moment motoru (N m),

$q$  – hmotnost 1 m řetězu (z tabulek) (kg).

Při sčítání obou složek jsme pro vyšší bezpečnost zanedbali rozdíl mezi maximálním točivým momentem motoru a točivým momentem při nejvyšších otáčkách.

Z tabulek výrobce řetězu nebo z ČSN najdeme pevnost řetězu na přetržení a měla by být splněna doporučovaná závislost

$$\frac{S}{P_c Y} \geq 5,$$

kde  $S$  je pevnost řetězu na přetržení (N),

$Y$  – rázový součinitel, který je

$Y \doteq 2 \dots$  pro cestovní motocykly,

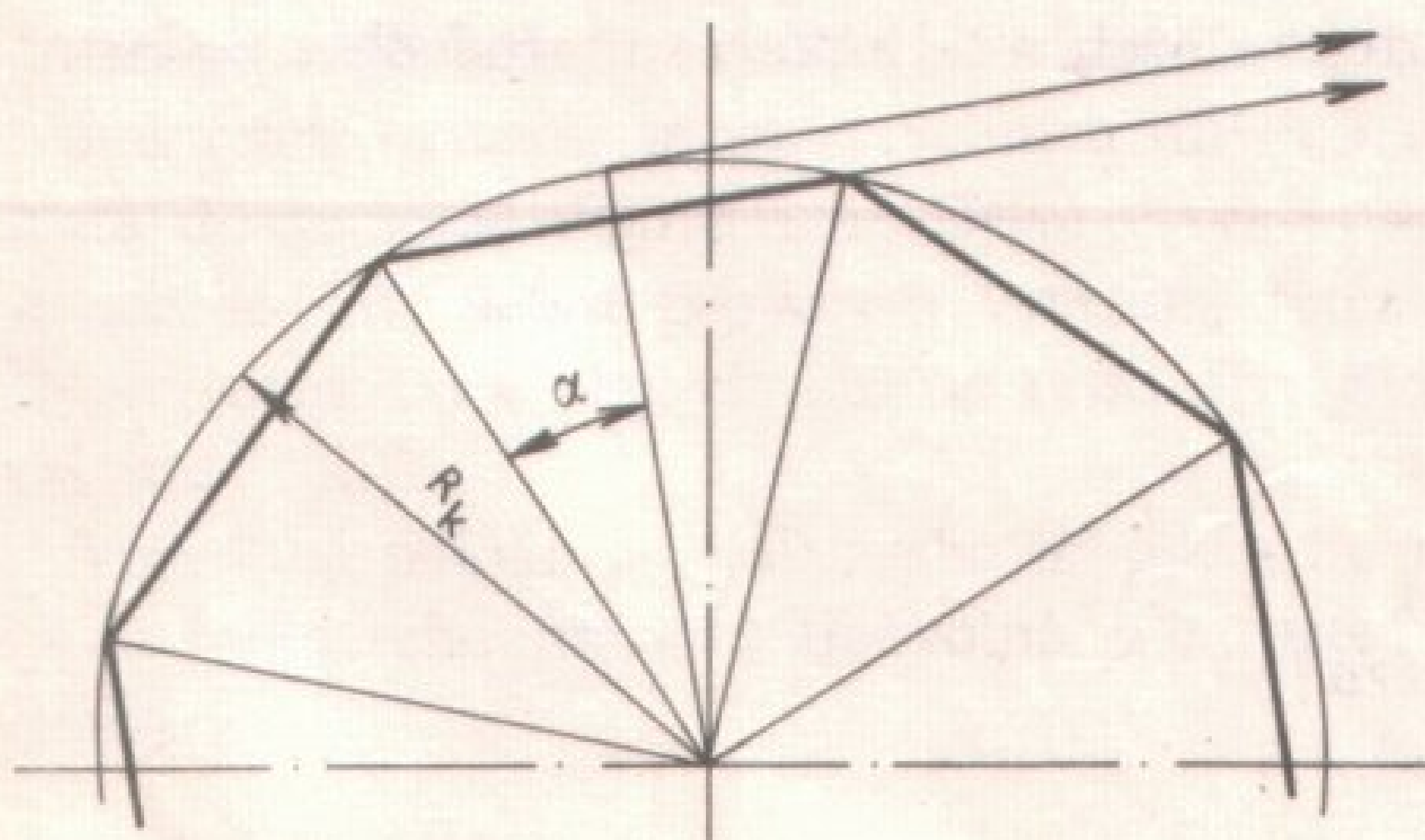
$Y \doteq 3 \dots$  pro soutěžní a silniční závodní motocykly,

$Y \doteq 4 \dots$  pro terénní motocykly.

Při výpočtu primárního řetězu pro moderní motocyklové motory zjistíme, že složka odstředivé síly převažuje nad namáháním řetězu od statického tahu. Namáhání řetězu s určitou přibližností vzrůstá s druhou mocninou jeho obvodové rychlosti a tedy i s druhou mocninou otáček. Tato skutečnost se nepříznivě projeví při vývoji nebo úpravě motoru na vyšší výkon obvyklou cestou zvýšení otáček. Řetěz, který odpovídal původním podmínkám, již nemůže vyhovět při zvýšených otáčkách rekonstruovaného typu.

Podíváme-li se zpět na vztah pro obvodovou rychlost řetězu, uvidíme, že její hodnotu bychom mohli snížit zmenšením počtu zubů nebo rozteče řetězu. Při malém počtu zubů však prudce vzroste nerovnoměrnost tahu a tak nejúspěšnější řešení zůstává ve zmenšení rozteče. Řetězy s menší roztečí mají však pochopitelně nižší pevnost, takže musí být dvojité nebo i trojitě.

Nerovnoměrnost tahu je velmi nepříjemnou vlastností řetězového převodu a projevuje se nejvýrazněji u řetězových kol s malým počtem zubů. Vznik nerovnoměrnosti je dán rozdílem mezi hodnotou poloměru roztečné kružnice řetězového kola a nejkratší vzdáleností spojnice průsečíků dvou sousedních os čepů řetězu s roztečnou kružnicí od středu kola.



Princip vzniku nerovnoměrnosti tahu řetězu



Nerovnoměrnost můžeme snadno odvodit a vyjádřit i v procentech. Bude platit:

$$X = \left(1 - \frac{r_k \cos \alpha}{r_k}\right) 100 = (1 - \cos \alpha) 100 \quad (\%),$$

$$\alpha = \frac{2\pi}{2z} = \frac{\pi}{z} \quad (\text{rad}),$$

kde  $X$  je nerovnoměrnost tahu řetězu v procentech (%),

$r_k$  – poloměr roztečné kružnice řetězového kola (m),

$\alpha$  – úhel v pomocném trojúhelníku pro výpočet (rad),

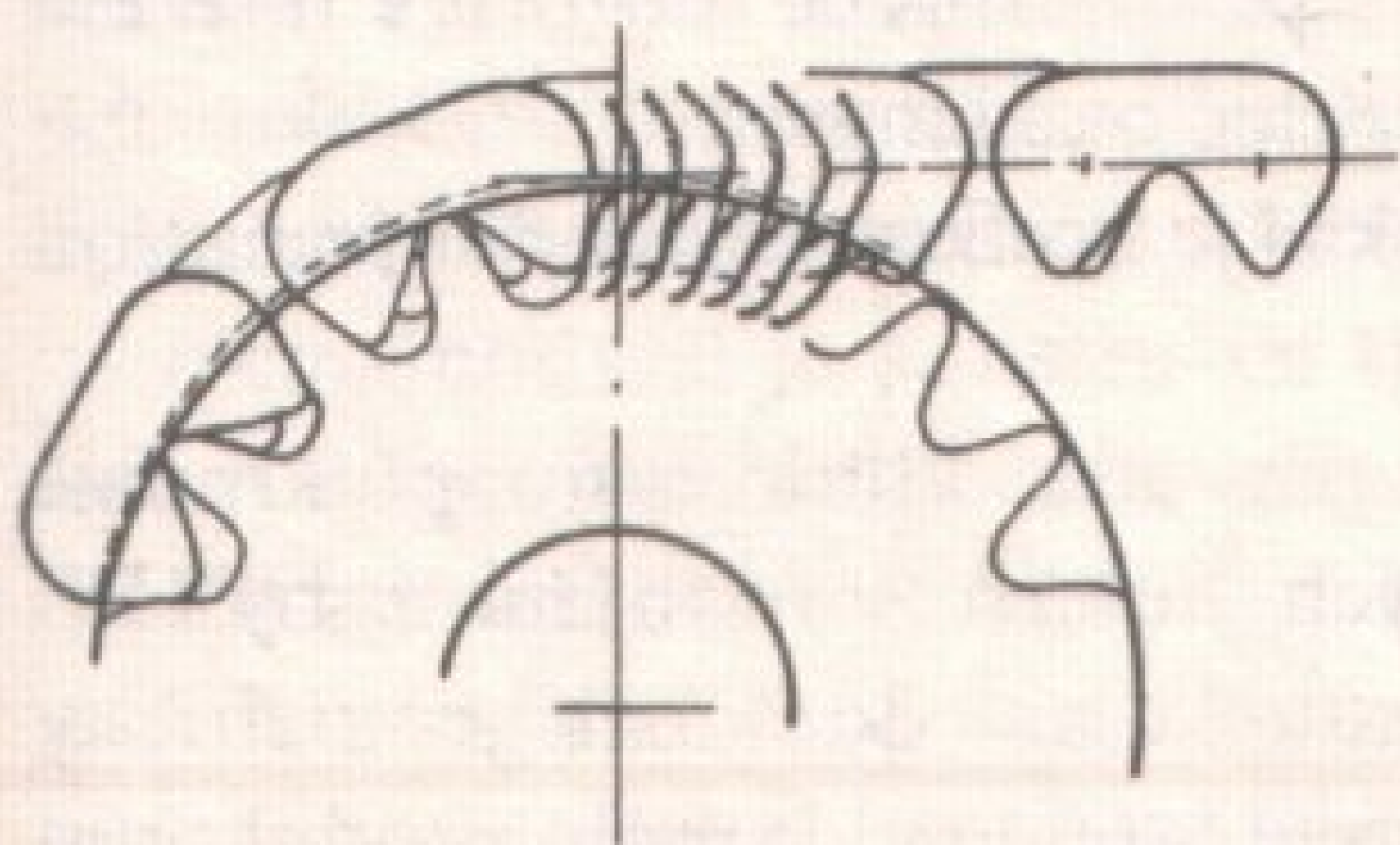
$z$  – počet zubů kola.

Nerovnoměrnost tahu prudce vzrůstá s klesajícím počtem zubů řetězového kola:

Počet zubů	30	20	15	10
Nerovnoměrnost $X$ (%)	0,55	1,23	2,18	4,89

Nerovnoměrnost se projeví rozkmitáním řetězu, zvýšením hlučnosti a snížením účinnosti převodu. U delších řetězů dochází vlastní pružností k útlumu, u kratších se musíme vyvarovat použití kol s malým počtem zubů. Neměli bychom volit menší počet zubů než 14.

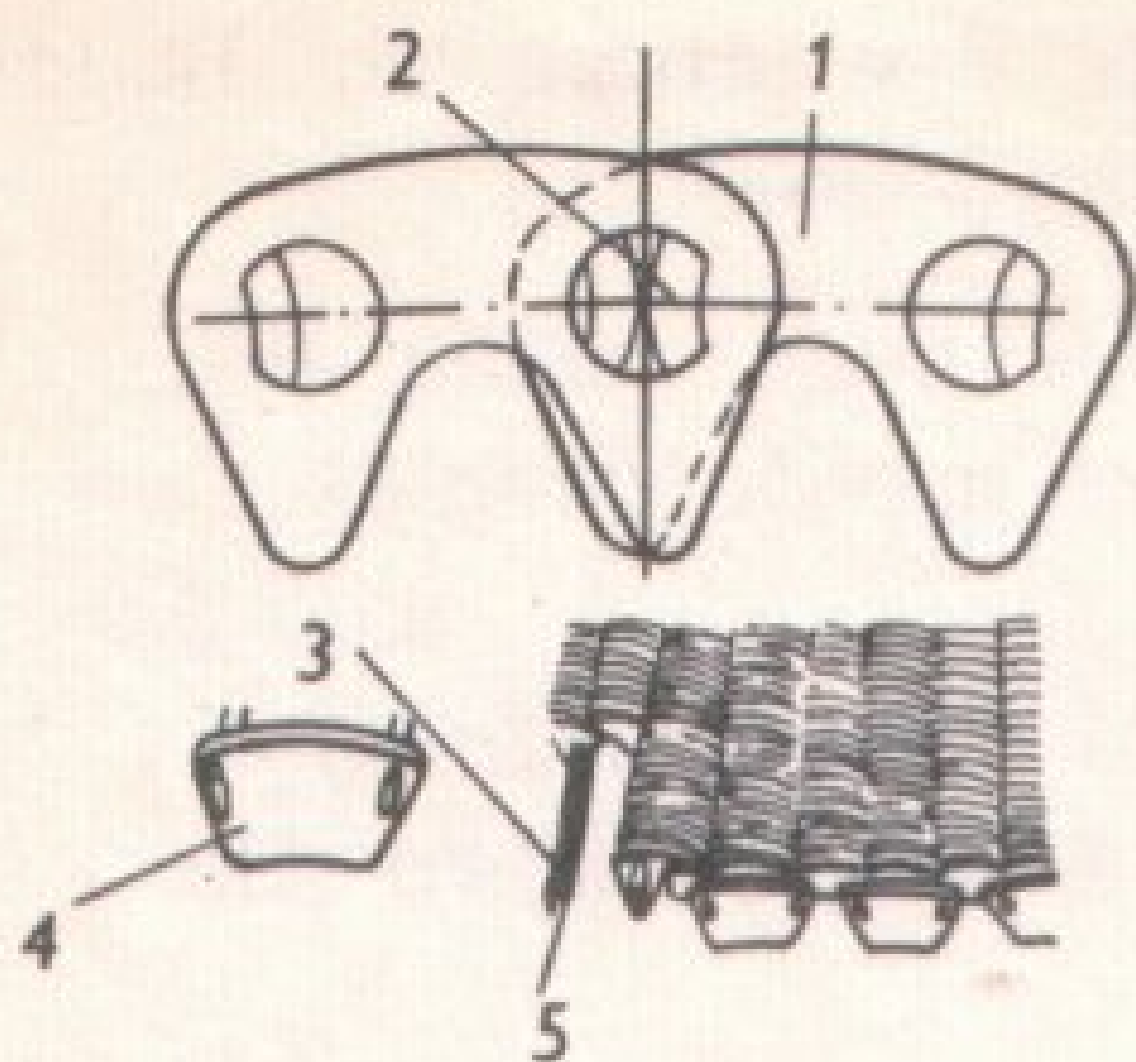
Funkci primárního řetězu podstatně zlepšuje a nerovnoměrnost úplně odstraňuje speciální zubový řetěz, který vyrábí firma Morse s označením HY-VO pro převody a pohon rozvodu některých dražších automobilů. V poslední době se však tento řetěz dobře uplatnil na primárním převodu velkoobjemových motocyklů.



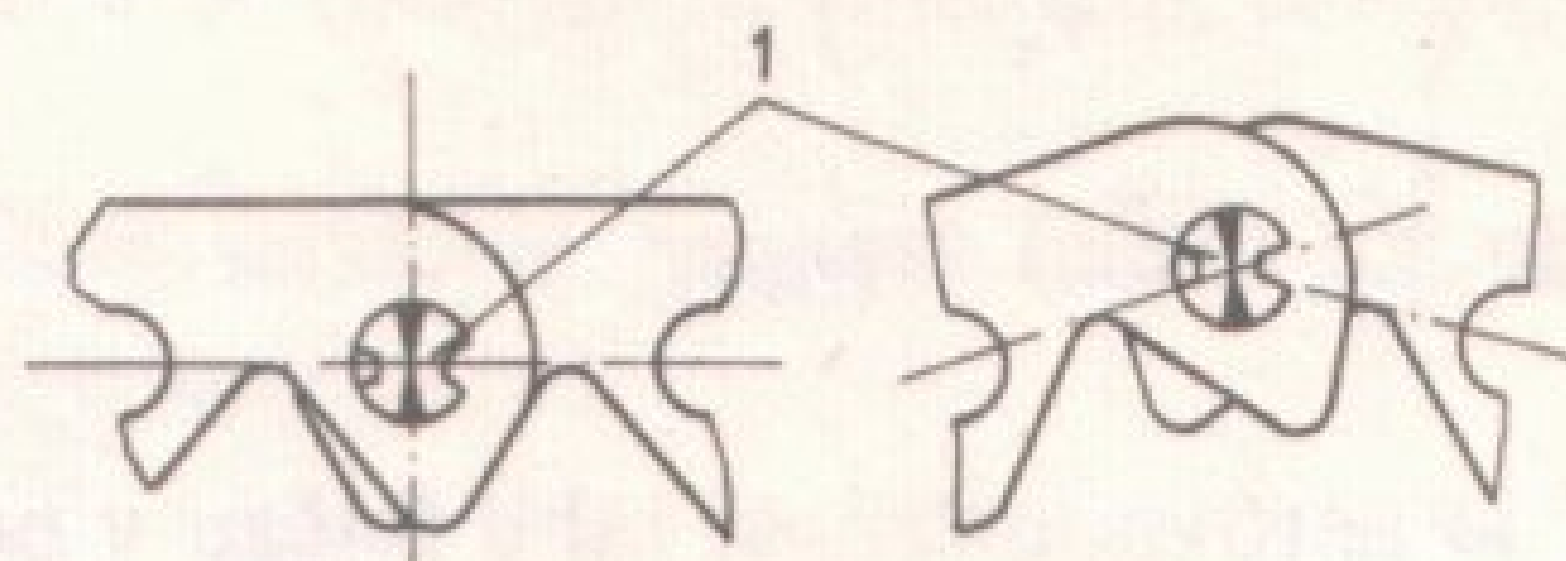
Řetěz HY-VO nabíhá tangenciálně na roztečnou kružnici řetězového kola

Princip zlepšení činnosti je v tom, že jednotlivé články mají namísto obvyklých válečků tvarované výstupky tvarem odpovídající boku zubů kola. Dochází zde tedy k odvalování po evolventních křivkách podobně jako u ozubených kol. Převod je rovnoměrný a plynulý, což se projeví v tichém a klidném běhu řetězu bez kmitání.





Princip stavby řetězu HY-VO: 1 – článek, 2 – díl čepu, 3 – díl zakotvený ve vodícím článku, 4 – vodící článek, 5 – díl zakotvený v člancích



Detail lehkého vzájemného pootáčení článků: 1 – styčný bod

Další předností řetězů HY-VO je omezení tření při vzájemném natáčení jednotlivých článků na čepech. Místo obvyklého celistvého válcového čepu jsou do kruhového otvoru v článku vloženy dva čepy měsíčkovitého tvaru, takže při natáčení nedochází k tření, ale k valení. Nevýhodou řetězů HY-VO pro motocykly je především jejich hmotnost, která je v porovnání s běžným válečkovým řetězem stejné pevnosti podstatně větší a brání uplatnění těchto řetězů na vysokootáčkových motorech pro sportovní a závodní účely. Další nevýhodou je jejich vyšší cena.

Řetězová kola primárního převodu musí být přesně v jedné rovině. Tato podmínka bývala porušována u některých starších konstrukcí, kde ozubené řetězové kolo bylo na klikovém hřídeli uloženo na táhlém kuželi. Zvláštní požadavky na přesnost souososti řetězových zubů s osou kola nejsou. Kolo s menším počtem zubů je z cementační oceli a je cementováno a kaleno. Méně namáhané řetězové kolo s větším počtem zubů bývá pouze z tepelně zušlechťované oceli.

Primární převod ozubenými koly vyhovuje i pro nejvyšší otáčky motoru. U všech moderních konstrukcí je přímý převod jedním párem ozubených kol. Třetí, vložené mezikolo se objevovalo dříve pouze při přestavbě motoru s řetězem na ozubená kola, aby se nemusela měnit původní rozteč os a smysl otáčení klikového hřídele. Pevnostní namáhání rychle se otáčejících kol je vcelku malé a potíže nejsou ani s životností ozubení.

Základním problémem však zde je hlučnost převodu, která často překračuje požadovanou mez i při velmi přesně vyrobených kolech s rovnými zuby. Při výrobě je nutno sledovat souosost ozubení s osou kola i dodržení geometricky přesného tvaru zubů. Podstatným přínosem ve snížení hlučnosti je málo produktivní a drahé broušení boků zubů, které je však z ekonomických důvodů možné jen u speciálních strojů.

Kola se šikmými zuby splňují požadavek tichého přenosu výkonu při běžných obráběcích metodách, avšak vzniká navíc axiální síla, kterou je nutno zachytit na klikovém hřídeli i na hřídeli převodovky. Úhel sklonu zubů lze spolu s šířkou kola volit tak, aby v záběru byly stále buď přesně dva, nebo přesně tři zuby.



Během pootáčení kola se pak nemění počet spoluzabírajících zubů a výrazně se sníží hlučnost převodu.

Zrušit axiální sílu mělo i šípové ozubení nebo kola složená ze dvou kol s šikmými zuby opačného sklonu. Tato kola se však neosvědčila, neboť v praxi se velmi těžko dosáhne stejného zatížení ozubení obou kol. Omezení hluku kol s rovnými zuby se výjimečně řeší dvěma páry rovnoběžných ozubených kol se vzájemně pootočeným ozubením, aby se tlumila reakce začátku záběru každého zubu.

Tvar ozubení kol primárního převodu je přizpůsoben opět požadavku tichosti běhu a také dostatečné životnosti; pevnostní namáhání není rozhodující. Vyhýbáme se větším korekcím, které zvětšují provozní úhel záběru a nikdy se nepoužívá sníženého ozubení zkracujícího délku trvání záběru.

Ozubené kolo na klikovém hřídeli bývá z méně legované cementační oceli a je cementováno a kaleno. Kolo na hřídeli převodovky může být z téhož materiálu, avšak někdy vznikají potíže s deformacemi po kalení. Levnějším způsobem je výroba z oceli zlepšené pouze zušlechtním.

Tlumič záběru vestavěný do primárního převodu může u převodu ozubenými koly nahradit pružnost řetězu. U starších strojů byl tlumičem umístěným na klikovém hřídeli ocelový unášec se šroubovou plochou, k němuž silná pružina přitlačovala unášené kolo primárního převodu vybavené rovněž šroubovou plochou. Při rázu se předpjatá pružina stlačila a ozubené kolo se pootočilo na pevném unášeci. Tlumiče tohoto typu vyrovnávaly v některém pracovním režimu nerovnoměrný běh motoru a chránily i převodné ústrojí zmírňováním nárazů při řazení.

Modernější tlumiče využívají progresivní charakteristiky stlačované pryže. Ozubené kolo spojuje s pevným unášečem několik pryžových bloků, odolných proti působení oleje i vyšší teploty.

Účinnost tlumičů záběru na klikovém hřídeli předčí pružnost primárního řetězu, avšak jejich vliv není možno přeceňovat.

Tlumiče záběru vestavěné přímo do zadního kola jsou hmotnostně nepříznivější i složitější, avšak funkčně výhodnější, neboť mnohem více umožňují celkové úhlové vychýlení obou základních dílů tlumiče — musíme brát v úvahu, že celkový převod mezi klikovým hřídelem a zadním kolem bývá podle druhu motocyklu a podle zařazeného rychlostního stupně v rozmezí 5 : 1 až 25 : 1.

Nejjednodušší je konstrukce tlumiče záběru u dělených zadních kol motocyklů, kde jsou pružné bloky mezi hlavou kola a zadním řetězovým kolem.

Při mimořádně vysokém rázu mají správně volené silentbloky umožnit pootočení zadního kola měřené na obvodu pneumatiky v hodnotě kolem 30 mm. Nezbytně nutnou podmínkou správné činnosti tlumiče záběru je uložení unášeče v hlavě kola bez úhlové vůle, což ovšem znesnadňuje montáž kola. Proto také se tlumič záběru nesmí zaměňovat s děleným zadním kolem cestovního nebo soutěžního motocyklu, kde je unášec spojen s hlavou kola prostřednictvím čepů a pryžových vložek. Tyto vložky mají za úkol odstranit nepříjemné klepání v zadním kole při každém ubrání a přidání plynu, které vznikalo při nárazu kovu na kov.

Neosvědčily se ani lehké tlumiče záběru v zadním kole na principu běžně použí-



vaného odpružení spojkové lamely automobilů. Ocelové pružiny mají nepříznivou přímkovou charakteristiku, takže při nadměrném rázu může dojít k tvrdému dorazu a navíc může nastat torzní rozkmitání.

K těmto nepříjemným jevům nedochází u pryžových bloků, které mají vnitřní útlum a jejichž síla stoupá progresívně s deformací.

### *Spojka*

Spojka umožňuje krátkodobé přerušení převodového spojení mezi motorem a hnacím kolem i pozvolné vyrovnání otáček hnacích a hnaných dílů na spojkovém hřídeli. Ve stavbě spojek jednostopých motorových vozidel je neobyčejná pestrost, a to pokud se týče jejich funkce, konstrukčního uspořádání i umístění.

Základní rozdělení dává dvě hlavní skupiny spojek, a to spojky ovládané jezdce a spojky samočinné.

První skupinu tvoří dnes výhradně třecí spojky. Rozdíly jsou pouze v konstrukčním řešení, umístění a dále v prostředí, kde spojka pracuje – tzv. suchá nebo mokrá spojka.

Koncepčně nejjednodušší je jednolamelová třecí spojka podobného uspořádání jako je ve větších rozměrech zcela běžná u automobilů. Spojení hnací části, tj. v tomto případě kotouče spojky a přitlačného kotouče s hnanou částí představovanou zde jedinou lamelou, je třením pod přtlakem pružin.

Jednolamelové spojky vycházejí u motocyklů při obvyklém uložení na hřídeli převodovky průměrově příliš velké. U jednostopých motorových vozidel se velmi dobře osvědčují vícelamelové spojky, kde na hnacím bubnu je sada hnacích lamel a na hnaném bubnu příslušná sada lamel hnaných. Lamely k sobě přitlačuje přitlačný kotouč stlačenými pružinami a celkový točivý moment přenesený spojkou je součtem účinku všech třecích ploch:

$$M_s = ijPf \frac{r_e + r_i}{2} \quad (\text{N m}),$$

kde  $M_s$  je točivý moment přenesený spojkou (N m),

$i$  – počet třecích ploch,

$j$  – počet přitlačných pružin,

$P$  – síla pružiny v zamontovaném stavu (N),

$r_e$  – vnější průměr třecích ploch (m),

$r_i$  – vnitřní průměr třecích ploch (m),

$f$  – součinitel tření.

Zvětšování točivého momentu přeneseného spojkou je tedy podle uvedeného vzorce nejen zvětšováním průměrů a počtu třecích ploch, ale i zesilováním přtlaku lamel a zvětšováním součinitele tření.

Vyšší přtlak získáme vcelku snadno použitím silnějších pružin, avšak za cenu tvrdšího ovládání spojky. Nejideálnější, avšak v praxi obtížné je zvyšování součinitele



tření mezi funkčními třecími plochami. Součinitel tření závisí na kombinacích materiálů třecích ploch a hlavně na prostředí, v kterém spojka pracuje. U suchých spojek je vždy součinitel tření pochopitelně podstatně vyšší než v prostředí olejové mlhy.

Vzorec pro výpočet točivého momentu přeneseného spojkou nezahrnuje však velmi důležitou veličinu ovlivňující provozní spolehlivost a životnost spojky, a tou je měrný tlak mezi třecími plochami. Příliš vysoká hodnota měrného tlaku způsobuje již po krátkém prokluzu ohřev a opotřebení. Na třecím materiálu se vytvoří tvrdší sklovitá vrstva s menším součinitelem tření anebo dojde i ke spálení obložení. I když nenastanou tyto kritické jevy, musí se u spojek s vysokým měrným tlakem počítat s rychlejším opotřebením.

Nízký tlak je naproti tomu nepříjemný pouze u mokrých spojek, kde po zapnutí se dlouho udržuje olej mezi třecími plochami a spojka zapíná i po rychlém uvolnění páčky se značným prokluzem.

Měrný tlak je dán podílem přítláčné síly a třecí plochy lamely:

$$p = \frac{jP}{\pi(r_e^2 - r_i^2)} \quad (\text{Pa}),$$

kde  $p$  je měrný tlak mezi třecími plochami (Pa).

Dvojice třecích materiálů, nejčastější hodnoty součinitele tření a doporučené hodnoty měrného tlaku:

Dvojice materiálů	Prostředí	Součinitel tření $f$	Měrný tlak $p$ (MPa)
ocel – ocel	olej	0,01 až 0,02	6,00 až 10,00
ocel – bronz	olej	0,01	6,00
ocel – osinek	suché	0,20 až 0,30	0,10 až 0,20
ocel – osíhek	olej	0,08 až 0,10	min. 0,20
ocel – spékaný kov	suché	0,10 až 0,15	0,30 až 0,60
ocel – spékaný kov	olej	0,05 až 0,07	0,50 až 1,00
ocel – korek	suché	0,25 až 0,35	0,05 až 0,10
ocel – korek	olej	0,12 až 0,15	0,20 až 0,40

Uvedená tabulka dokazuje, že použití výhradně kovových materiálů vyžaduje značné přítláčné síly, nejde-li o nově vyvinuté a používané spékané kovy (diafrikt) s vyšším součinitelem tření. Klasické osinkové materiály (tzv. ferodo) jsou však pro snazší ovládání spojky výhodnější a navíc jsou měkčí a mají jemnější záběr. Korek je pro moderní stroje až příliš měkký a nevydrží tepelné přehřátí při nadměrném zatížení.

Snaha po snadném ovládání spojky s možností použít kovové obložení vedla někdy konstruktéry ke stavbě kuželové spojky, jejíž přenášený výkon je dán vztahem



$$M_{sk} = f \frac{jP}{\sin \alpha} \frac{r_e + r_i}{2} \quad (\text{N m}),$$

kde  $M_{sk}$  je točivý moment přenesený kuželovou spojkou (N m),

$j$  – počet přítlačných pružin,

$P$  – síla pružiny v zamontovaném stavu (N),

$\alpha$  – úhel sklonu kuželové třecí plochy spojky vůči její ose (rad),

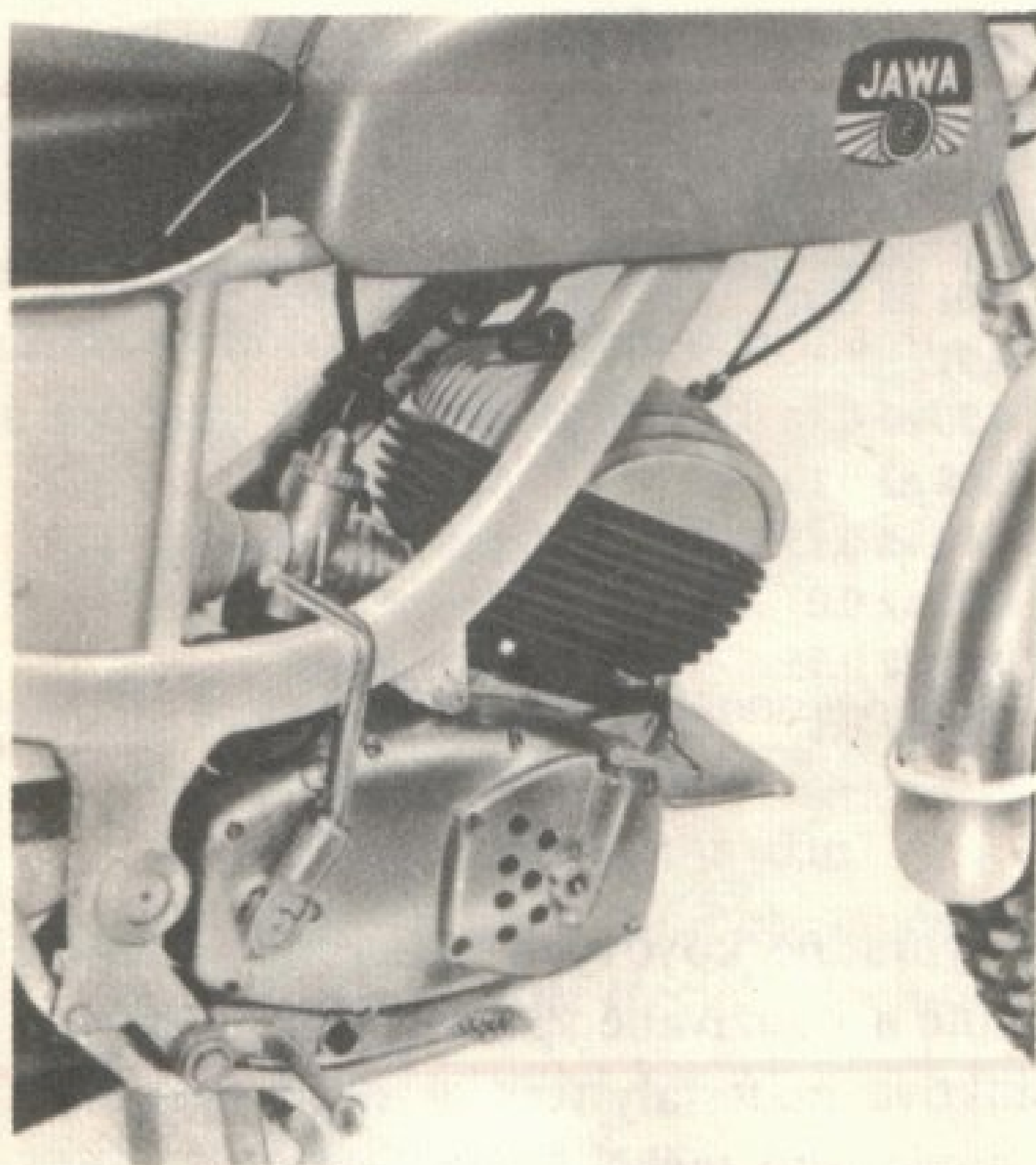
$r_e$  – vnější průměr třecí plochy v rovině kolmé na osu (m),

$r_i$  – vnitřní průměr třecí plochy v rovině kolmé na osu (m),

$f$  – součinitel tření.

Porovnáme-li tento vztah se vzorcem pro výpočet lamelové spojky, dojdeme k závěru, že kuželová spojka není ani pro přenos větších točivých momentů výhodná. Její účinek sice zvyšuje hodnota  $\sin \alpha$  v jmenovateli, avšak chybí naproti tomu násobení počtem třecích ploch  $i$  a hodnota  $f$  je podstatně nižší. Navíc jsou kuželové spojky velmi tvrdé při záběru a při menších hodnotách  $\alpha$  vzniká i nebezpečí samosvornosti.

Umístění spojky v převodném ústrojí má podstatný vliv na její činnost a dimenzování. Pomineme-li výjimečné a neúspěšné uložení spojky v hlavě zadního kola u předválečného motocyklu Puch, jsou dvě výhodné možnosti umístění, a to na klikový hřídel a na hnací hřídel převodovky. Obě řešení mají své přednosti a nevýhody.



Příklad spojky na klikovém hřídeli u terénního motocyklu Jawa z roku 1965. Spojka byla suchá a chlazená otvory ve víku

Spojka na klikovém hřídeli přenáší menší točivý moment a je rozměrově menší. Přenos menšího točivého momentu umožňuje stavbu konstrukčně jednoduché spojky v olejové lázni se snadným ovládáním i pro větší motory. Moment setrvačnosti spojky na klikovém hřídeli do značné míry zvětšuje moment setrvač-



nosti celého klikového mechanismu, a to může být předností, avšak častěji je to záporem této koncepce.

Jednoznačnou nevýhodou je však zvýšené namáhání čepu klikového hřídele a u motorů s vysokými otáčkami potíže s vyvážením. Díly spojky posuvně uložené v obou spojkových bubnech se vyvažují velmi těžko, obdobně jako pružiny spojky a přítlačný kotouč.

Spojka na klikovém hřídeli má ještě dvě podstatné funkční nevýhody, pro které se na moderních motocyklech používá jen zřídka. Především je to obtížnější a hlučnější řazení rychlostních stupňů. Při řazení je třeba v krátkém čase zrychlit nebo zpomalit hnací hřídel převodovky a primární převod s hnanými částmi spojky. Moment setrvačnosti těchto dílů redukovaný na hřídel převodovky však je podstatně větší než u spojky na hřídeli převodovky.

Druhou nevýhodou jsou poměrně vysoké otáčky klikového hřídele a v důsledku toho i menší okamžitá citlivost spojky na přetížení.

Spojky na hnacím hřídeli převodovky se staly již charakteristickým rysem klasického převodného systému. Nevýhodou je těžší vypínání a poněkud větší rozměry, avšak funkce spojky je zde ve všech pracovních režimech dokonalejší.

Mokrý nebo suchý spojka? Další častý problém tvůrců jednostopých motorových vozidel. V dalším uvedme pouze přednosti obou alternativ — nevýhody pochopí čtenář sám.

Mokrý spojka je u moderního monoblokového řešení motoru s primárním převodem v olejové mlze konstrukčně i výrobně jednodušší. Může být přímo pod krycím víkem primárního převodu, její prostor je spolehlivě chráněn proti vnikání nečistot a odpadá pochopitelně také choulostivé těsnění proti oleji. Všechny díly spojky jsou konzervované olejem a dostatečně mazané je rovněž vypínací ložisko i axiální posuv lamel ve spojkovém bubnu. Spojka může být poměrně blízko ložiska klikového hřídele a účinně chráněna tuhým odlitkem krycího víka proti mechanickému poškození.

Suchá spojka má hlavní výhodu v lepší funkci. Dokonalejší vypínání se projeví hlavně u studeného motoru, neboť lamely nejsou slepeny olejem. Další předností je možnost přenosu vyšší hodnoty točivého momentu při přijatelné přítlačné síle vlivem zvýšené hodnoty součinitele tření v suchém prostředí.

Jednoduchost konstrukce suché spojky je výhodou pouze u zastaralého řešení motoru s částečně krytým primárním řetězem.

Porovnáním výhod obou alternativ docházíme k závěru, který však neplatí všeobecně, že pro levnější motory menšího objemu je výhodnější mokrá spojka a pro dražší velkoobjemové stroje spojka suchá.

Bezpečnost spojky je důležitou hodnotou, která může při správné volbě zejména u terénních a soutěžních motocyklů značnou měrou přispět k spolehlivosti celého převodného systému a někdy i motoru. Její velikost dává vztah

$$s = \frac{M_s}{pM_{t\max}},$$



kde  $s$  je bezpečnost spojky,

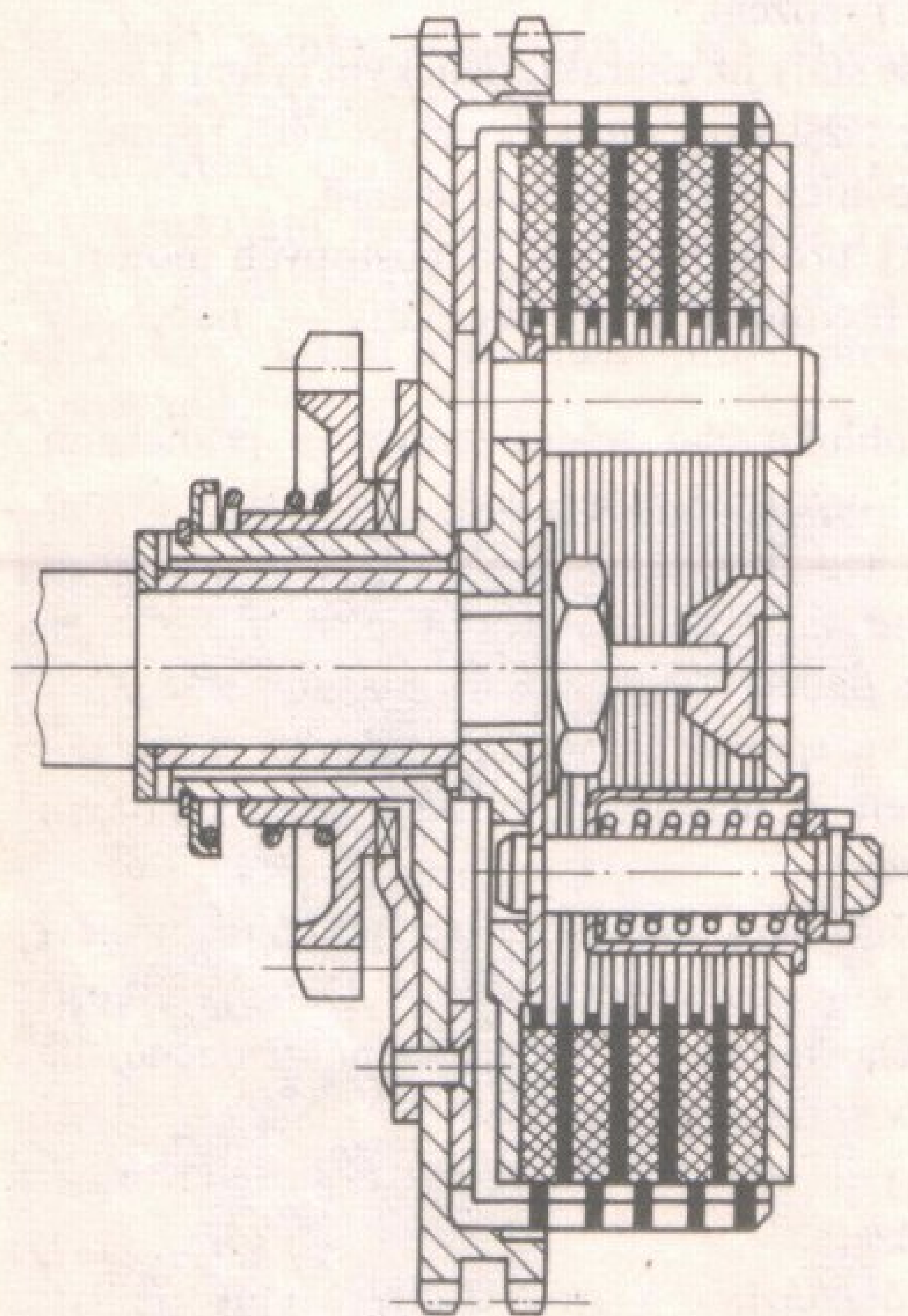
$M_s$  – největší točivý moment přenesený spojkou (N m),

$p$  – převodový poměr mezi klikovým hřídelem a spojkou,

$M_{t\max}$  – největší točivý moment motoru (N m).

Základní podmínkou pro využívání plného výkonu a největšího točivého momentu je hodnota bezpečnosti vyšší než 1. Zkušenější jezdci znají z praxe zásady jízdy se spojkou, která nepřenese plný točivý moment motoru a kde tedy  $s < 1$ . Je třeba jet pouze na částečné zatížení motoru, včas řadit zpět a nepřipustit prokluzování spojky, jinak by nebylo možno dojet ani do cíle cesty.

Příliš vysoká bezpečnost spojky se při běžném provozu navenek nepříznivě neprojeví, avšak spojka neproklouzne ani při abnormálním rázu daném například krajně nešetrným přeražením bez vypnutí spojky.



Moderně řešená mokrá spojka s volnoběžně uloženým kolem spouštěče na hnacím hřídeli převodovky (na obr. není vyznačen)

U strojů pro terénní jízdu se volí bezpečnost v rozsahu 1,2 až 1,3 a může se právem předpokládat, že takto upravená spojka ještě ztlumí nadměrné zatížení například po dopadu při terénním skoku nebo při prudkém řazení. Krátkodobý prokluz má pro převodné ústrojí větší význam než tlumič záběru.

Stavba spojky a konstrukce jejích jednotlivých dílů je dosti pestrá. Základní částí je hnací spojkový buben, který u mokrých spojek má na svém obvodu ozubení a u suchých je zpravidla spojen s větším ozubeným nebo řetězovým kolem



primárního převodu. Hlavní problémy s výrobou tohoto dílu vznikají ve spojení s požadovanou tvrdostí v některých částech — například drážky pro lamely — a s omezením deformací při tepelném zpracování. Rozhodující vliv zde má správná technologie tepelného zušlechťení a volba druhu oceli. I laická kontrola montáže je důležitá pro správné vypínání spojky; lamely se musí v drážkách bubnu pohybovat bez větší obvodové vůle axiálně zcela lehce. Není-li tomu tak, je třeba součásti vyměnit nebo stačí i ruční úprava s nalícováním lamel do drážek bubnu.

Hnaný, obvykle vnitřní buben spojky je výrobně jednodušší, avšak pro volný pohyb lamel platí v plné míře již uvedené zásady. K nepřesnostem dochází obvykle u bubnů s unášecími čepy, není-li dodržena přesnost kolmého nanýtování čepů na základní rovinu bubnu.

Několik hodnot materiálů hnacích třecích lamel bylo již uvedeno dříve. Osinkové materiály prošly v posledních letech prudkým vývojem a dnes jsou již lamely s poměrně vysokým součinitelem tření při nízké hodnotě opotřebení a s dostatečnou odolností proti přehřátí. Přesto však u naprosté většiny ferodových lamel vzniká po delším prokluzu při vyšší teplotě na třecí ploše tvrdší sklovitý povrch, který má podstatně nižší součinitel tření než základní materiál lamely a může potom dojít k dalšímu nežádoucímu prokluzování spojky. Určitá pomoc je ve výměně lamel anebo v obroušení původních lamel na desce se smirkovým papírem.

Ocelové lamely jsou provozně méně choulostivé, avšak při jejich výrobě, uskladnění i dopravě je třeba dbát na zachování jejich rovnosti. Pokřivené lamely se sice pod tlakem přitlačných pružin vyrovnají, ale při vypnutí spojky způsobují její unášení.

Jednoduchou, ale velmi důležitou částí spojky jsou přitlačné pružiny. Jejich tlak v zamontovaném stavu má přesně odpovídat vypočtené požadované hodnotě vzhledem k dosažení potřebné bezpečnosti spojky. Tlak všech pružin musí být v dosti úzké toleranci stejný, aby při vypnutí spojky se přitlačný kotouč nenakláněl. U starších konstrukcí bylo možno nastavení tlaku pružin seřizovat maticemi s pojistnými protimaticemi, avšak toto řešení je pro moderní výrobu nevýhodné a navíc se někdy matice nepříjemně uvolňovaly. Pružina v zamontovaném stavu musí mít ještě dostatečnou vůli mezi závity pro požadované odtlačení přitlačného kotouče při vypnutí spojky — u čtyřlamelové spojky bývá krok kotouče 1,5 až 2,5 mm.

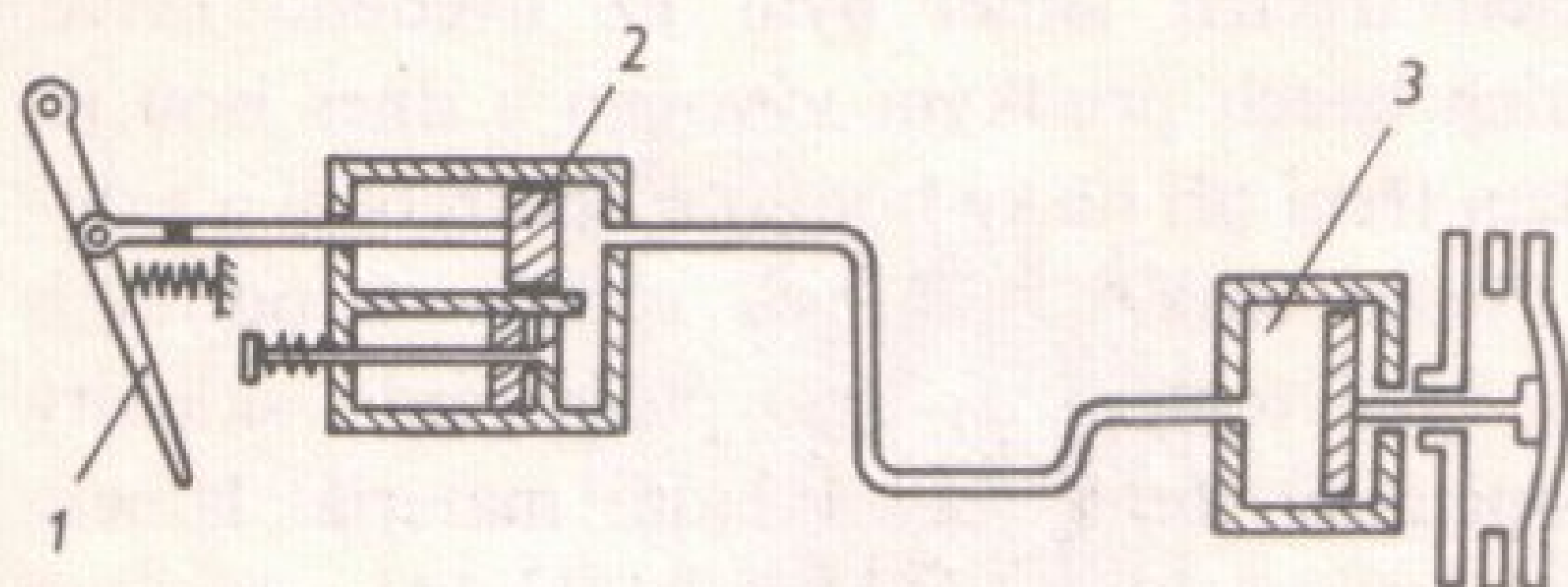
Vždy je výhodná větší vůle mezi závity, neboť potom je možné unavenou pružinu podkládat a tím zvětšovat její přitlak. Vzorce pro výpočet pružin včetně určení jejich namáhání jsou běžně dostupné v technickém průvodci a jejich opakování by přesáhlo rámec této knihy.

Vypínací zařízení třecích spojek oddaluje přitlačný kotouč od lamel v závislosti na pohybu ovládací páčky. Jedinou obtíží ve stavbě tohoto jinak jednoduchého zařízení je rotační pohyb přitlačného kotouče vůči pevné vypínací páčce. U levnějších strojů se celé vypínací zařízení skládá obvykle pouze z páčky na řídítkách, lano-

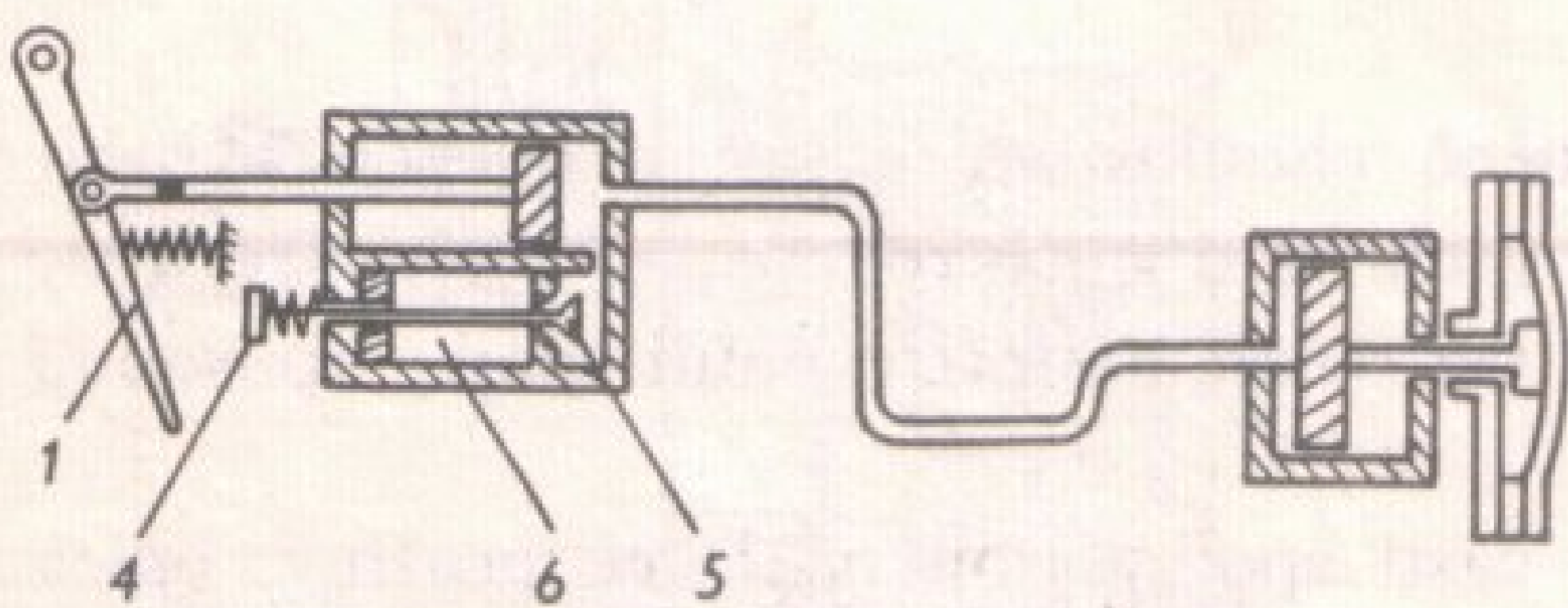


vodem ovládané páčky na skřini a z dělené vypínací tyčky s kuličkou, uložené ve spojkovém hřídeli. Seřizuje se stavěcím šroubem lanovodu i šroubem zajištěným v pritlačném kotouči, na jehož konec tlačí vypínací tyčka. Zdrojem poruch u tohoto levného zařízení bývá vypínací tyčka, jejíž konce se při delším vypnutí spojky za vyšších otáček motoru přehřívají, ztrácejí svou tvrdost a pevnost a dojde zde k opotřebení a poruše seřízení spojky, popřípadě i zadření vypínacího zařízení.

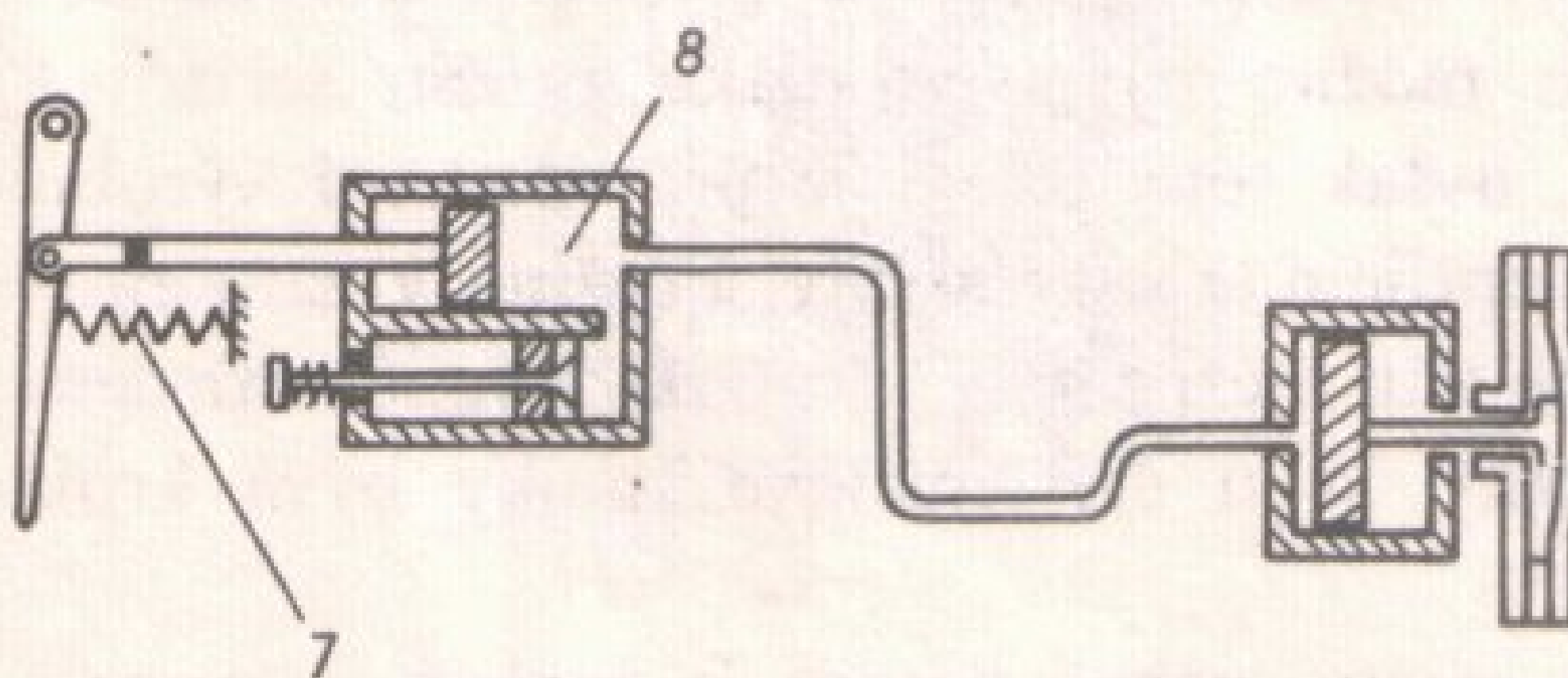
U dražších motocyklů je součástí vypínacího zařízení ještě malé axiální kuličkové ložisko, které umožní i dlouhodobé vypnutí spojky. Jsou to často speciální ložiska, jejichž jeden ložiskový kroužek je přímo na vypínací tyčce nebo na vypínacím hřebínku. Hřebínek spolu s pastorkem tvoří podstatnou část vypínacího zařízení.



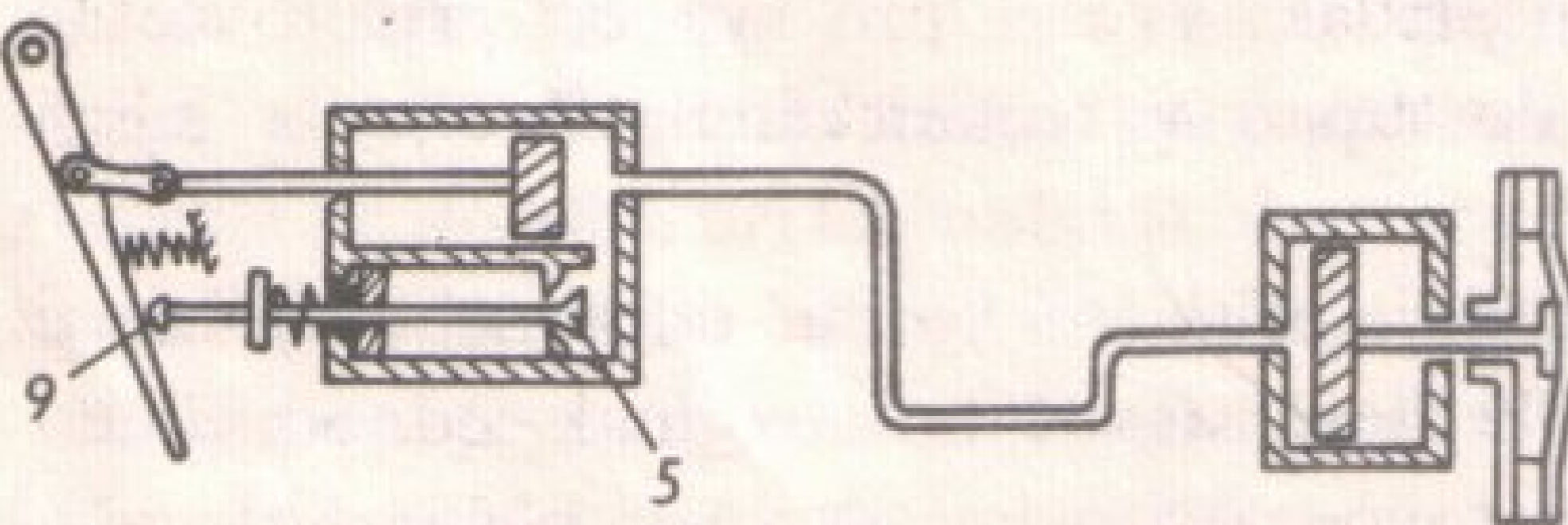
a)



b)



c)



d)

Zajímavé řešení ovládání spojky pro plochodrážní motocykl, kde je rychlejší start se spojkou prudce sepnutou zvláštním tlačítkem nebo dalším stisknutím páčky spojky než obvyklým povolováním páčky spojky

a) Schéma hydraulického vypínacího zařízení při vypnuté spojce. Spojka se vypíná běžně známým způsobem páčkou 1 mechanicky spojenou s pístem 2, který tlačí olej do válce spojky 3. Uvolnění páčky 1 umožňuje plynulý rozjezd

b) Poloha pro rychlý start. Jezdec stlačí tlačítko 4, které otevře ventil 5 a tlakový olej z válce spojky unikne do pomocného válce 6

c) Po uvolnění páčky 1 ji pružina vrátí do původní polohy a přitom proudí olej z pomocného válce 6 zpět do hlavního válce 8

d) Schéma vypínacího zařízení spojky s možností rychlého zapnutí dalším stiskem páčky: tlačítko ventilu 5 je prodlouženo výstupkem 9 až k páčce spojky, je-li páčka v poloze odpovídající zcela vypnuté spojce



Přínosem čs. konstrukční školy v moderním řešení ovládání spojky bylo zavedení samočinného vypínání spojky na Jawě 250 brzy po skončení druhé světové války. Na řadicí páce je upevněna vačka samočinného vypínání a při každém pohybu řadicí páky se nejprve tlakem na kladku vypínací páčky vypíná spojka a teprve potom dojde k přeřazení rychlostního stupně. Toto u nás známé uspořádání chrání převodovku před poškozením při nešetrné jízdě a v nouzi umožňuje i hladký rozjezd bez použití ruční páčky pouze pozvolným pouštěním řadicí páky.

### *Samočinné spojky*

Dvoupedálové ovládání automobilu se stalo podnětem i pro konstrukci motocyklu se samočinnou spojkou. Základním principem samočinné spojky je její plynulé zapínání při zvýšení otáček motoru, pevné spojení při středních a vysokých otáčkách a opět samočinné vypnutí při poklesu na otáčky běhu naprázdno.

Rozeznáváme dva základní druhy samočinných spojek, osvědčených u motorových vozidel; kapalinové a mechanické.

Kapalinové spojky jsou funkčně dokonalejší a v kombinaci s měničem točivého momentu jsou základním dílem převodného ústrojí naprosté většiny osobních velkoobjemových automobilů americké výroby a mnoha těžších užitkových vozidel různých druhů. Kapalinová spojka může mít různé konstrukční řešení, avšak její činnost je založena vždy na pohybu kapaliny v rotujícím prstenci vytvořeném ze dvou sousedních polovin. Hnací polovina prstence, pevně spojená s motorem, je čerpadlem, kdežto hnací polovina, nasazená na hřídeli převodovky, je turbínou. V obou polovinách jsou radiální lopatky, které oddělují prostory částečně naplněné olejem.

Při roztočení motoru se vlivem odstředivé síly pohybuje olej v čerpadlovém kole k vnějšímu obvodu a proudí i do turbínového kola, kde předává svou energii, roztáčí jeho radiální lopatky a pohání převodovku. Olej proudí z čerpadla do turbíny pouze tehdy, má-li čerpadlové kolo vyšší otáčky než turbínové; k přenosu točivého momentu kapalinové spojky je tedy bezpodmínečně nutný skluz. Při otáčkách běhu naprázdno nestačí pomalu proudící olej z čerpadla pohnout turbínovým kolem a vozidlo zůstává stát. Často při špatně seřízeném motoru může však docházet k tzv. plíživé rychlosti vozidla i při otáčkách běhu naprázdno. Při jízdě ve středních a vysokých otáčkách motoru hodnota skluzu spojky bývá v rozmezí 5 až 2 %, ale při nízkých provozních otáčkách a přenášení většího točivého momentu někdy nepříjemně stoupá až na hodnotu 20 % i více.

Nutnost skluzu je závažnou nevýhodou samočinné kapalinové spojky, která se citelně projeví snížením celkové účinnosti a tedy i výkonu na hnacím kole, větší spotřebou i nadměrným ohřevem oleje ve spojce.

Další nevýhodou, a to zejména pro jednostopá motorová vozidla, jsou neúměrně velké rozměry a hmotnost této spojky při přenášení menších točivých momentů.



Je možno početně odvodit, že přenášený točivý moment vzrůstá s třetí mocninou průměru u třecí, ale s pátou mocninou průměru u kapalinové spojky, a proto tedy vycházejí kapalinové spojky rozměrově nejpříznivější pro velkoobjemové motory.

Odstředivá samočinná spojka je pro jednostopá vozidla přijatelnějším řešením. Rozeznáváme dva hlavní druhy odstředivých spojek, a to čelistové a lamelové, ale jejich princip je stejný. Na hnacím hřídeli jsou výkyvně nebo jinak pohyblivě upevněna závaží, která svou odstředivou silou přitlačují třecí plochy do záběru. Při otáčkách běhu naprázdno je spojka vypnuta, neboť pomocné pružiny drží závaží v základní poloze a teprve při zvýšení otáček překoná jejich odstředivá síla tah pružin a spojka se zapíná.

Odstředivá třecí spojka nedosáhne nikdy tak plynulého zapínání jako kapalinová a nevýhodný může být i prokluz při jízdě ve velmi nízkých otáčkách, který způsobuje opotřebení třecích ploch. Naproti tomu však spojka pracuje v běžném pracovním režimu bez skluzu a tedy i beze ztrát výkonu. Pro motocykly a motorová kola je neporovnatelně levnější a lehčí než kapalinová.

Ve vývoji jednostopých motorových vozidel se samočinné třecí spojky postupně rozšířily na maloobjemových strojích různých druhů určených nejširšímu okruhu zákazníků. Touto spojkou jsou vybavena i motorová kola bez převodovky a celé ovládání stroje je pouze plynovou rukojetí a brzdami.

I v konstrukci samočinné spojky mají významnou prioritu technici n. p. Jawa, neboť čs. patent se stal základem licence poskytnuté na používání samočinné spojky japonské firmě Honda.

### *Plynule měnitelné převody*

Samočinná spojka, a to kapalinová i odstředivá, umožňuje svým skluzem plynulý rozjezd a může i v některých jízdních režimech zajistit pomalou rychlost jízdy při vyšších otáčkách motoru, ale v žádném případě nemůže zvětšit přenášený točivý moment.

Plynulý převod umožňuje postupnou změnu převodového poměru mezi motorem a kolem vozidla. Obvykle je plynule měnitelný převod pouze součástí celého převodného ústrojí motocyklu a může být buď ovládaný, nebo samočinně měnitelný.

V koncepčním řešení plynulých převodů motorových vozidel i jednostopých je neobyčejná pestrost a některé systémy jsou staré již desítky let. Společnou nevýhodou všech dosud známých plynule měnitelných převodů je v porovnání s obvyklou konvenční několikastupňovou převodovkou jejich menší účinnost.

Plynule měnitelné převody můžeme zařadit do tří základních skupin; převody mechanické, elektrické a kapalinové.

Mechanické plynulé převody členíme dále na dva druhy, a to na třecí a řemenové.



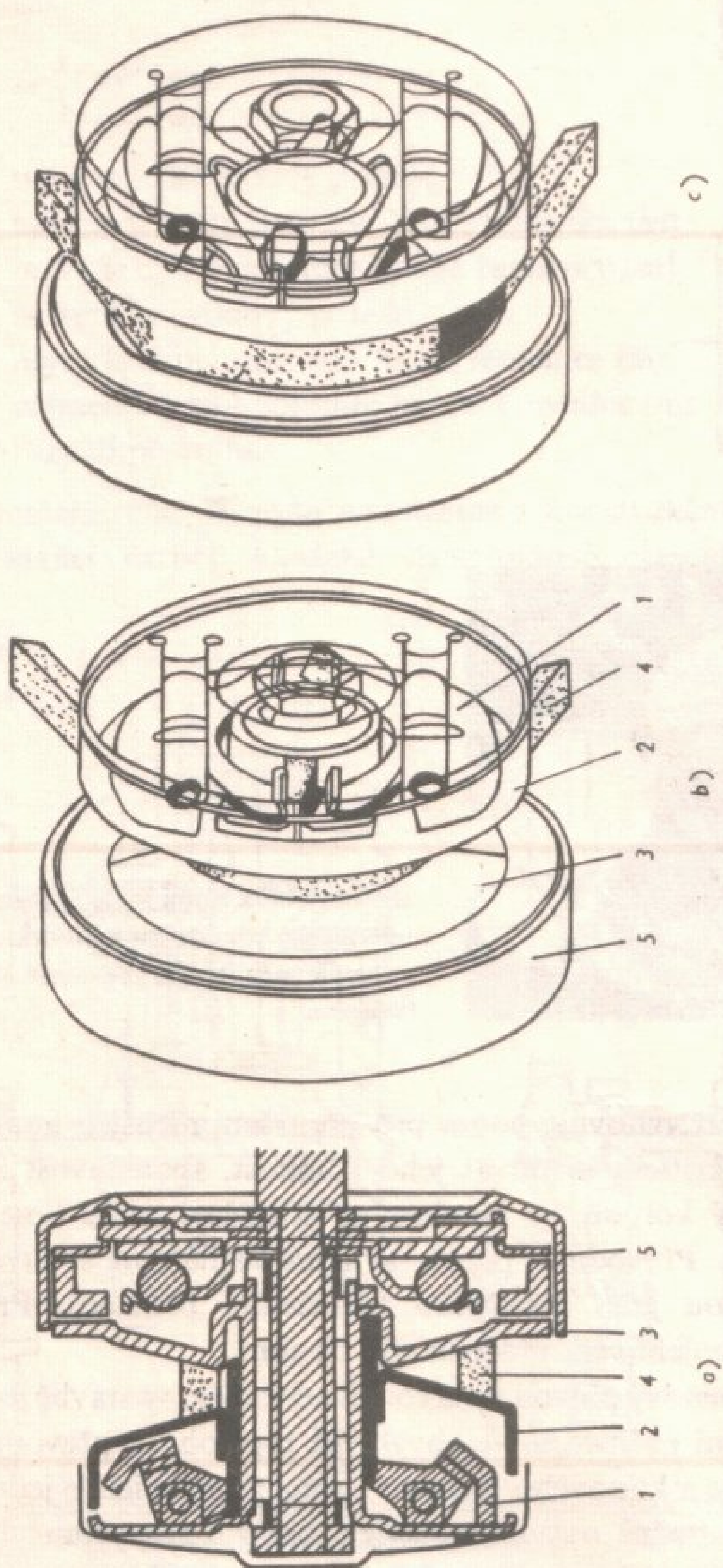
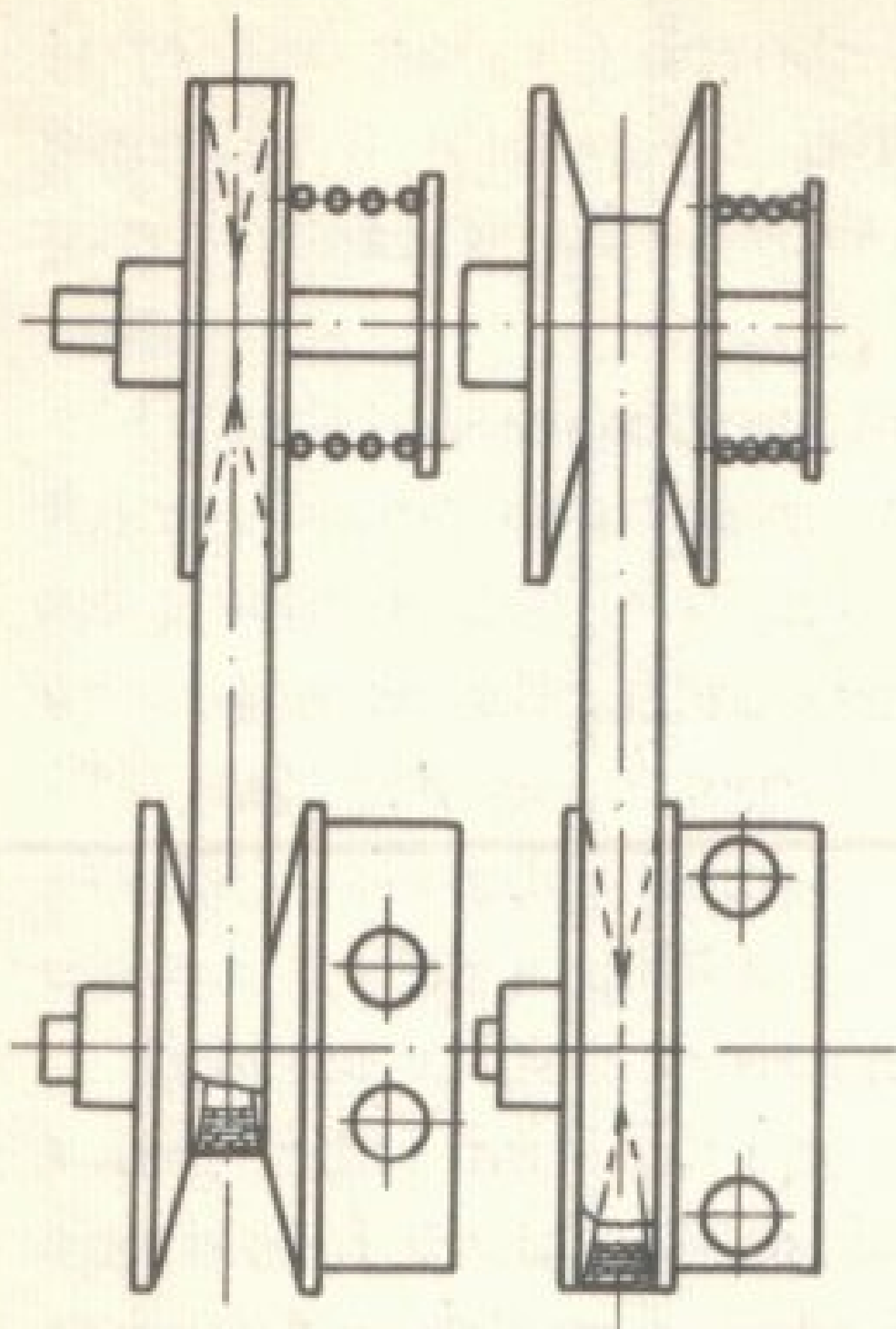


Schéma samočinné odstředivé spojky s plynule měnitelným řemenovým převodem u francouzského mopedu Peugeot 103. Při zvýšení otáček motoru odstředivá závaží 1 posunou hlavu s polovinou řemenice 2 a nejprve se sepne spojka 3 je pevná a při dalším zvyšování otáček vzrůstá činný poloměr klínového řemenu 4.

a) řez spojkou, b) poloha při malé rychlosti, c) poloha při velké rychlosti





U plynule měnitelného řemenového převodu se činný průměr jedné řemenice mění obvykle odstředivým regulátorem; obě poloviny druhé řemenice k sobě přitlačuje pružina



Mohutný blok zatím málo úspěšného amerického soutěžního motocyklu Rokon s plynule měnitelným převodem klínovým řemenem

Třecí měnitelný převod vyhovuje pouze pro přenášení menších hodnot výkonů a nesmíme navíc příliš kriticky sledovat jeho účinnost, spolehlivost a životnost. Jeho základem je plochý kotouč, ke kterému se přitlačuje hnací kolečko s osou kolmou na osu kotouče. Převodový poměr se mění radiálním posuvem kolečka na kotouči, tedy změnou jeho funkčního roztečného průměru. Problematika tohoto převodu je v nespolehlivém přenosu síly třením.

Plynule měnitelný řemenový převod je na rozdíl od třecího ve stavbě jednostopých motorových vozidel velmi oblíbený. Nejobvyklejší typ tohoto převodu se skládá ze dvou dělených řemenic a klínového řemene. U hnací řemenice je jedna polovina řemenice pevná a druhá bočně ovládaná řidičem nebo u samočinných plynulých převodů regulátorem. Obě poloviny hnané řemenice k sobě vzájemně přitlačuje pružina.

Neuvažujeme-li skluz řemene, který bývá při správném dimenzování zanedbatelný, dostaneme převodové poměry i rozsah změny převodu v závislosti na účinných průměrech obou řemenic podle vztahu



$$p_{\min} = \frac{r_{1 \min}}{r_{2 \max}},$$

$$p_{\max} = \frac{r_{1 \max}}{r_{2 \min}},$$

$$i = \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{r_{1 \max} r_{2 \max}}{r_{1 \min} r_{2 \min}},$$

kde  $p_{\min}$  je nejmenší převodový poměr,

$r_{1 \min}$  — nejmenší činný poloměr hnací řemenice (m),

$r_{2 \max}$  — největší činný poloměr hnané řemenice (m),

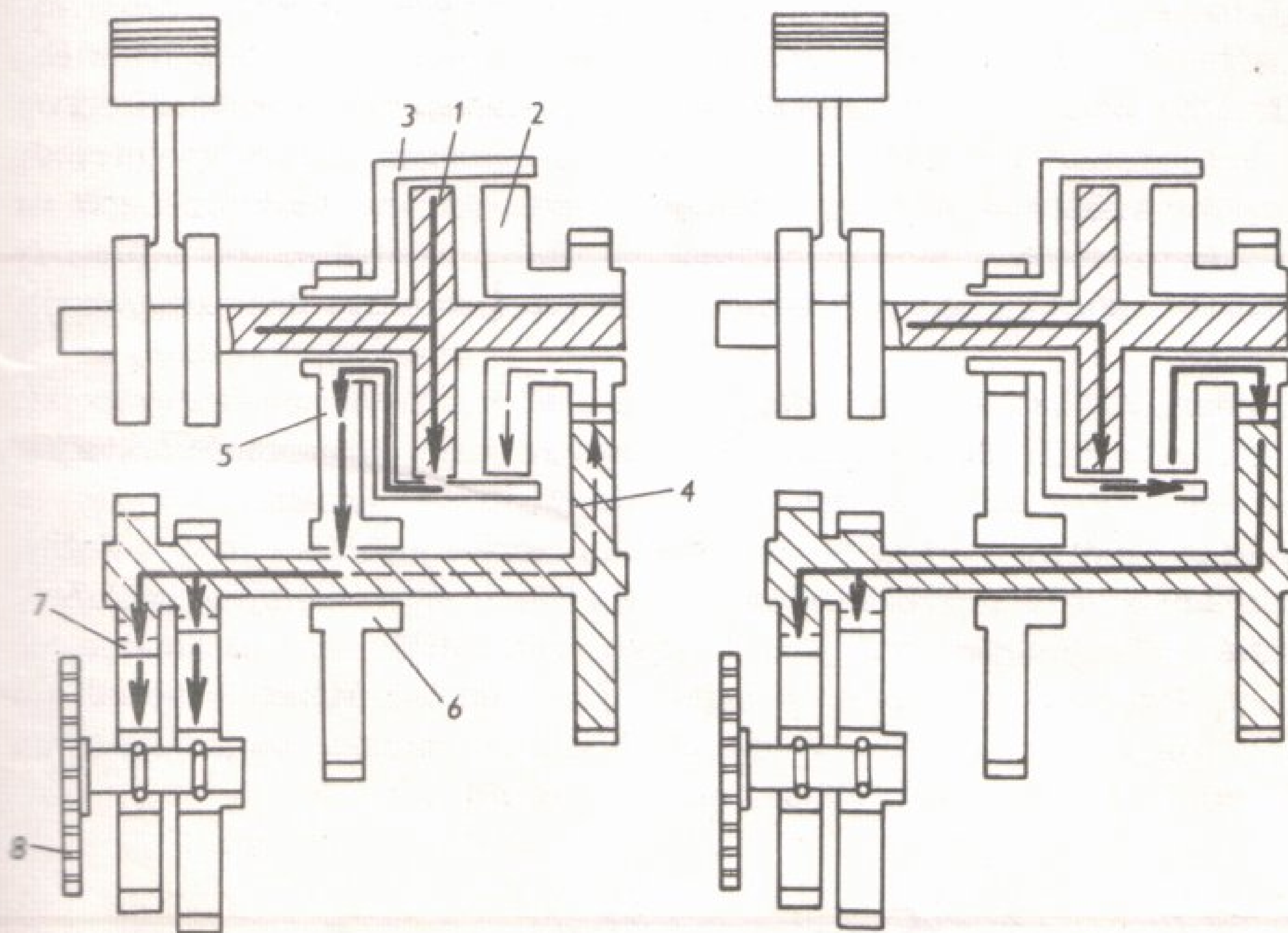
$p_{\max}$  — největší převodový poměr,

$r_{1 \max}$  — největší činný poloměr hnací řemenice (m),

$r_{2 \min}$  — nejmenší činný poloměr hnané řemenice (m),

$i$  — rozpětí převodu.

Rozpětí řemenového převodu nemůžeme z konstrukčních důvodů volit v hodnotě odpovídající rozpětí klasické vícestupňové převodovky, tj. 3 nebo více.



Velmi moderní polosamočinné převodné ústrojí lehkého užitkového cestovního motocyklu Yamaha V 75 A. Na klikovém hřídeli jsou dvě samočinné odstředivé spojky (1, 2), které zabírají do spojkového bubnu (3) volně otočného na klikovém hřídeli. Na hnaném hřídeli je jedno pevné kolo (4) a druhé kolo (5) na volnoběžce (6). Při zvyšování otáček motoru z běhu naprázdno se postupně sepne levá spojka (obr. vlevo). Při dosažení vyšší rychlosti se plynule zapíná i pravá spojka (obr. vpravo) a tak je dosaženo bezstupňové změny převodu.

Zařízení je doplněno ručně ovládanou dvoustupňovou převodovkou (7) s aretační kuličkami na hřídeli řetězového kola sekundárního převodu (8).



U řemenového měnitelného převodu se však běžně dosahuje rozpětí kolem hodnoty 1,5 až 2, což pro stavbu maloobjemových jednostopých vozidel obvykle vyhovuje. Řemenové plynule měnitelné převody se osvědčily nejlépe právě u mopedů, maloobjemových motocyklů a skútrů, kde se nepřenášejí příliš velké točivé momenty. Mnohokrát se konstruktéři pokoušeli měnitelným převodem s klínovým řemenem nahradit nepříjemný sekundární řetěz, avšak jak se vždy potvrdilo, řemen nestačí bezpečně přenést točivý moment potřebný k pohonu kola. Řemenový převod mezi motorem a zadním kolem musí mít ještě v kole nebo před ním další redukční převod.

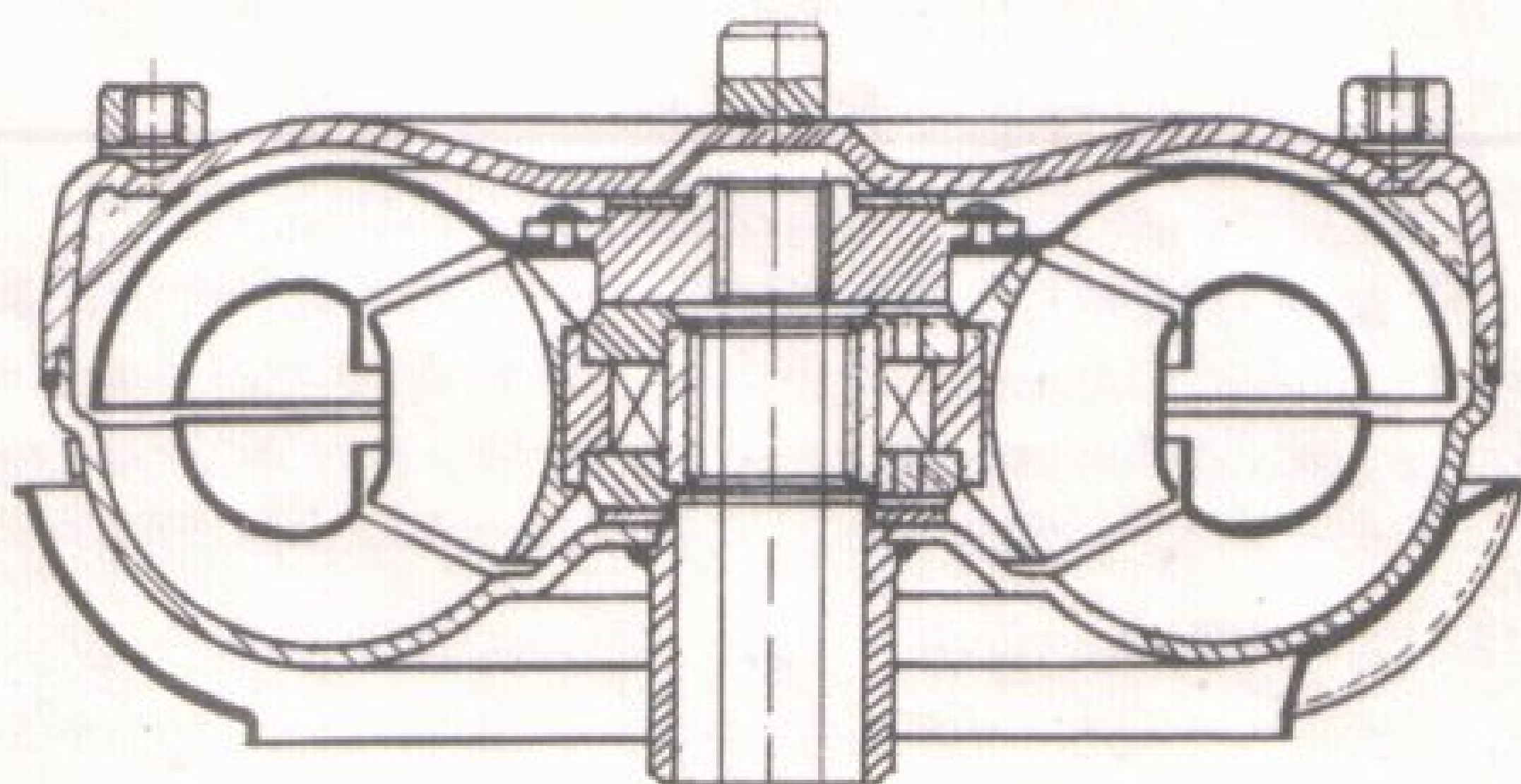
Pro klasické motocykly středních a vyšších objemových tříd vychází zatížení řemenového převodu příliš velké, takže se stále lépe osvědčují klasické ozubené převodovky.

Elektrické plynulé převody se skládají z dynama poháněného hnacím motorem a z hnacího elektromotoru převodově spojeného s kolem vozidla nebo zamontovaného přímo do kola. Přenos elektrické energie kabely z dynama na motor je sice velmi výhodný, avšak základní nevýhodou systému je celková malá účinnost.

Kapalinové plynulé převody jsou dvou druhů, a to hydrostatické a hydrodynamické. Hydrostatický převod se skládá ze samostatného, motorem poháněného čerpadla, které dodává tlakový olej do turbíny spojené s kolem vozidla. Na první pohled vypadá toto řešení jako hydrodynamické, odpadnou všechny převody včetně řetězu, avšak změna energie otáčení do tlaku proudící kapaliny a zpět na otáčení kola je spojena s neúměrně velkými ztrátami. Hydrostatické převody mají účinnost zpravidla pod 50 % a jsou proto pro jednostopá motorová vozidla nepoužitelné.

Hydrodynamické převody pracují na principu dříve popsané kapalinové spojky, do které je začleněno ještě třetí reakční kolo. Spojka se tím změní v měnič, který je schopen s přijatelnou účinností zvětšovat přiváděný točivý moment.

Kapalinové měniče moderních osobních automobilů jsou dnes značně složité, avšak po funkční stránce téměř dokonalé, neboť na jejich vývoj byly vynaloženy miliardové částky. Pro motocykly jsou však tyto měniče příliš rozměrné, hmotnostně nepříznivé, složité a drahé, a proto se objevují jen výjimečně. Měníče se nehodí ani pro sportovní a závodní účely, neboť stejně jako kapalinové spojky potřebují k přenášení točivého momentu skluz a mají tedy menší účinnost.



Kapalinová spojka s měničem podobné stavby jako u osobních automobilů tvoří základ převodného ústrojí motocyklu Guzzi 750



Na rozdíl od plynule měnitelných převodů vznikly v konstrukci jednostopých motorových vozidel i samočinné převodné systémy, zapínající několik rychlostních stupňů bez zásahu řidiče. Tato zařízení s dvěma stupni jsou nejběžnější u malobjemových strojů a ovládání je jednoduchým odstředivým regulátorem.

Nejzajímavější zařízení tohoto druhu však vzniklo u strojů Husqvarna, konstruovaných speciálně pro švédskou armádu, na základě požadavku jednoduché ovladatelnosti. Systém Husqvarny byl zveřejněn v zahraničních odborných časopisech a stal se určitým vzorem pro stavbu jednoduchých samočinných převodovek.

Na klikovém hřídeli je třetí odstředivá samočinná spojka, spojující ozubenými koly klikový hřídel s třístupňovou převodovkou. Na hnacím hřídeli převodovky je další odstředivá spojka, tentokrát dvojité, jejíž hnané části jsou spojeny s koly druhého a třetího stupně. Ozubená kola hnaného hřídele jsou s výjimkou kola třetího stupně na volnoběžkách.

Činnost celého systému je tato: Při malých otáčkách motoru jsou všechny odstředivé spojky rozpojeny, motocykl stojí a motor běží naprázdno. Při zvýšení otáček motoru se zapojí odstředivá spojka na klikovém hřídeli a stroj se rozjede na 1. rychlostní stupeň. Kola 2. a 3. rychlostního stupně se otáčejí na volnoběžkách a nízké otáčky mají i odstředivé spojky hnacího hřídele. Při vyšší rychlosti jízdy se zapne první stupeň odstředivé spojky hnacího hřídele a tím je samočinně zařazen 2. rychlostní stupeň; 1. stupeň se otáčí na volnoběžce. Při dalším zvýšení rychlosti jízdy se zapojí i druhý stupeň odstředivé spojky, který pohání kolo 3. rychlostního stupně a oba nižší rychlostní stupně se volně protácejí na svých volnoběžkách.

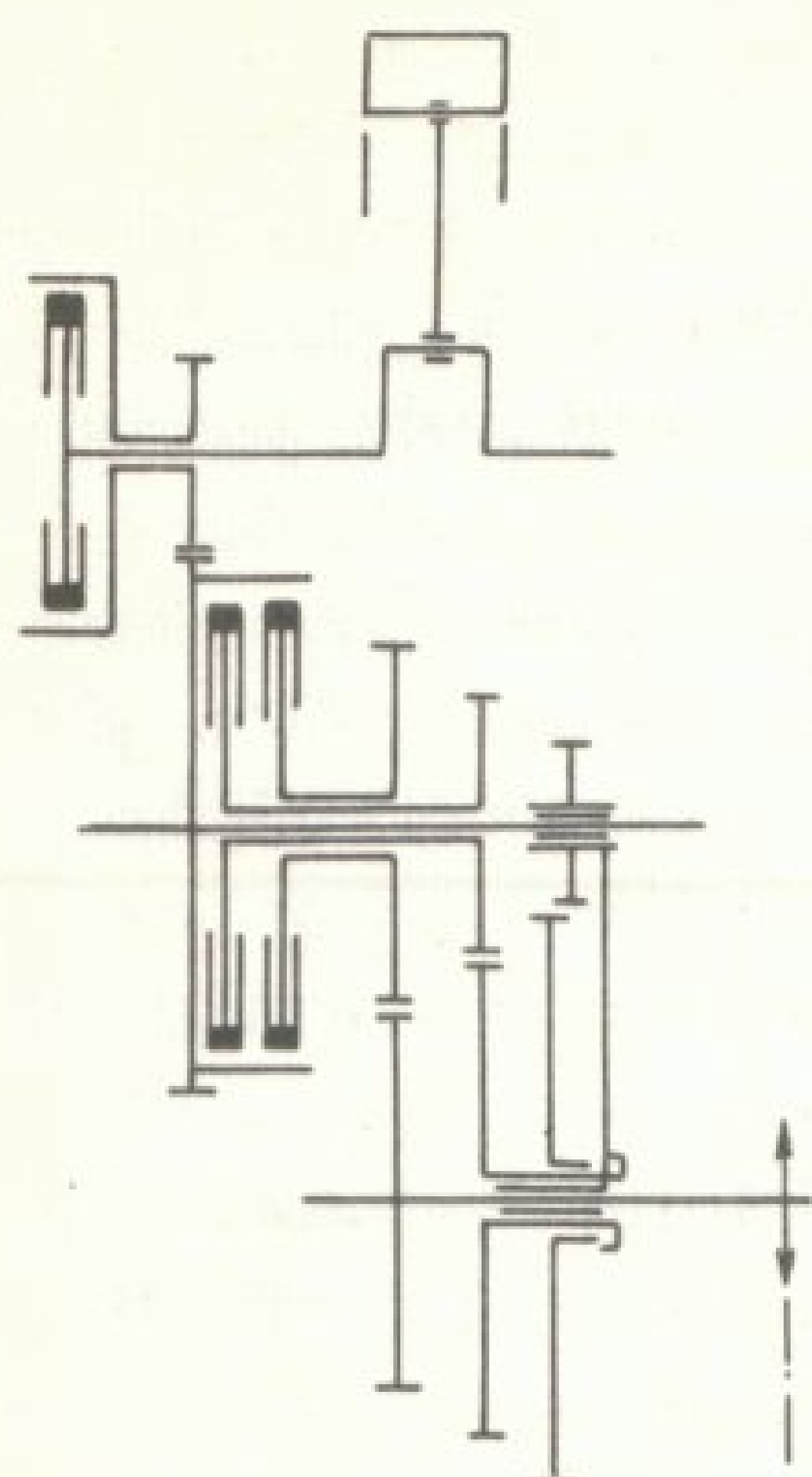
Jednoduché samočinné mechanické převodovky nesplňují požadavky náročného jezdce a nedovolují nejen plné využití výkonu motoru, ale i hospodárnost provozu při ekonomickém způsobu jízdy. Řadí-li odstředivé spojky podle rychlosti jízdy nebo podle otáček motoru, nerespektují požadavek jezdce na nižší nebo vyšší „vytočení“ motoru při akceleraci. I nejmodernější cestovní a sportovní motocykly jsou proto v naprosté většině vybaveny několikarychlostní mechanicky ovládanou převodovkou.

### *Odstupňování převodovky*

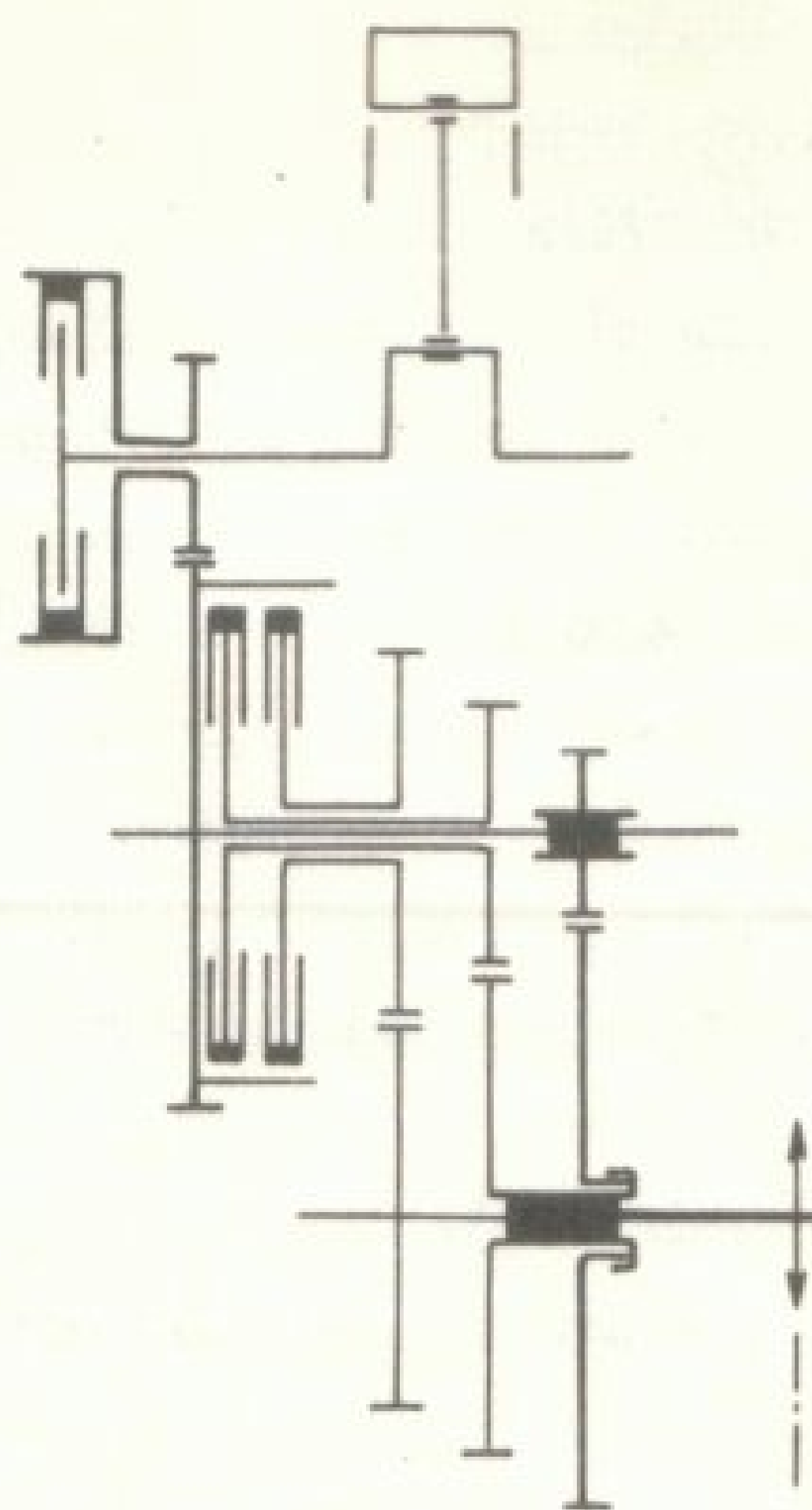
Počet rychlostních stupňů a jejich odstupňování je základem konstrukce převodovky. Při návrhu těchto údajů se musí vycházet ze všech požadavků na provoz motocyklu i z charakteristiky jeho motoru. Výchozími prvky pro určení počtu rychlostních stupňů jsou krajní převodové poměry, jejichž podíl dává rozpětí převodovky.

Nejnižší rychlostní stupeň musí umožnit výjezd nejprudšího stoupání i rozjezd do tohoto stoupání. U cestovních motocyklů je podmínka výjezdu stoupání s plně

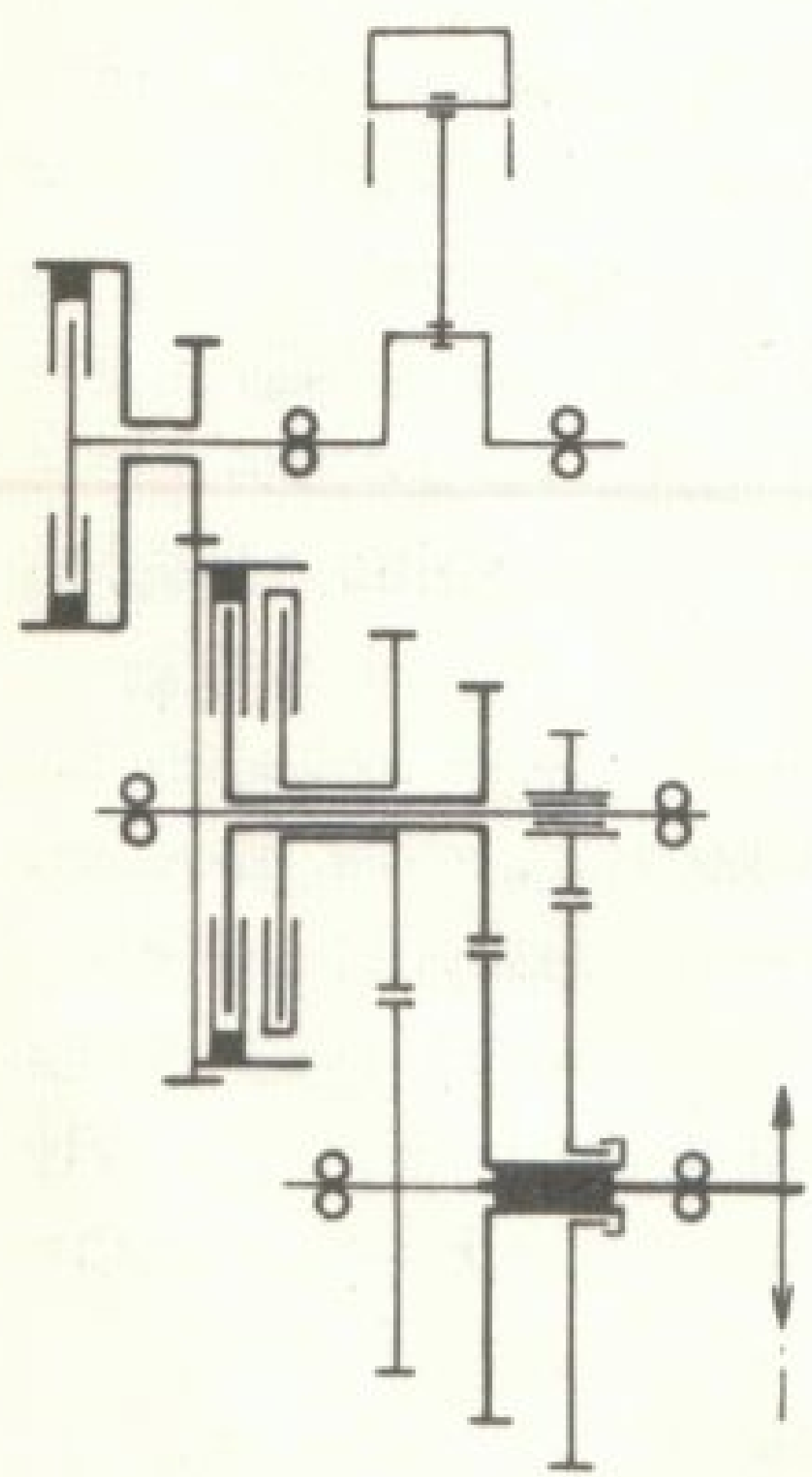




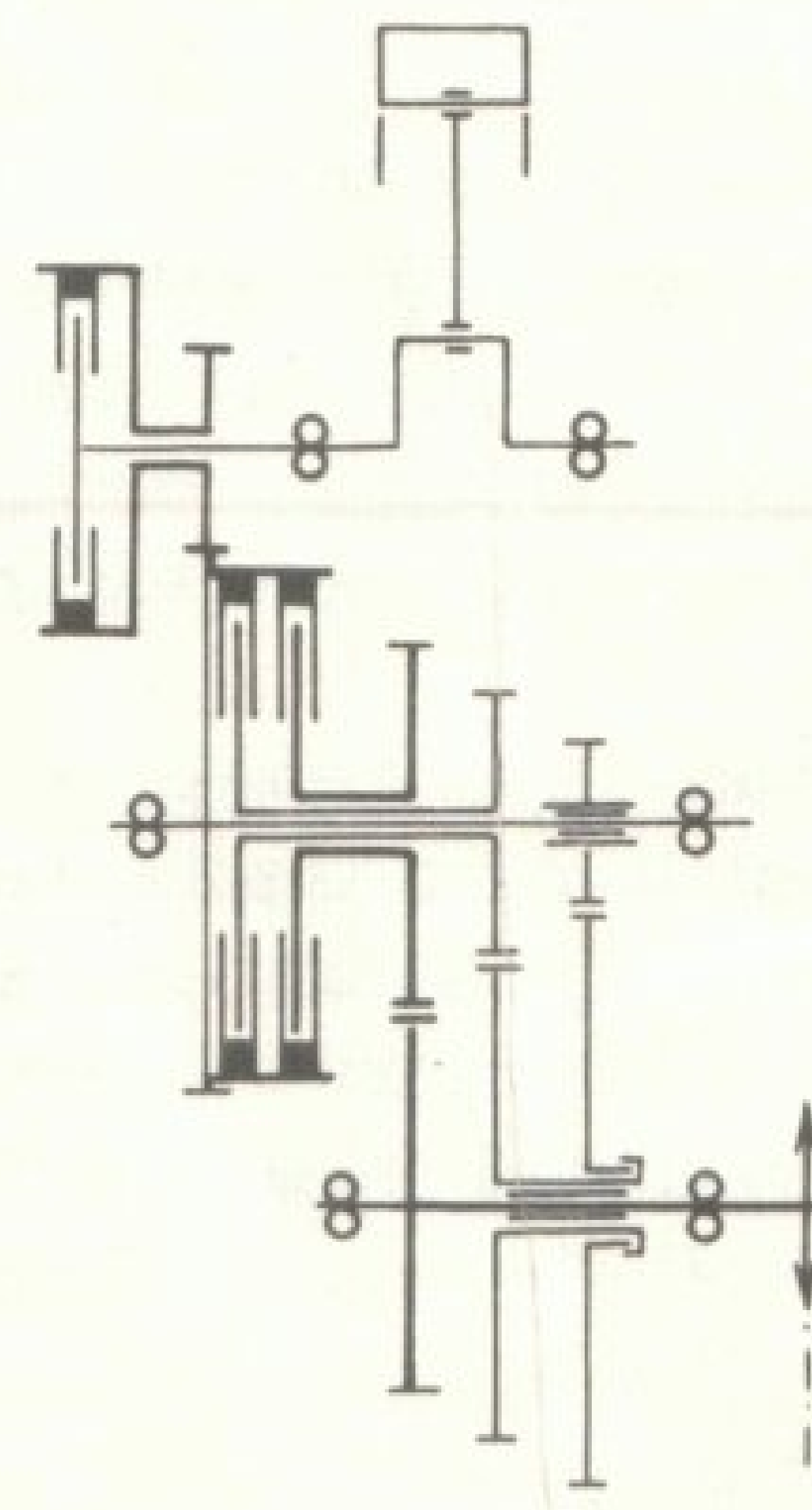
a)



b)



c)



d)

Samočinně ovládaná spojka a převodovka systému Husqvarna: a – neutrál, b – 1. stupeň, c – 2. stupeň, d – 3. stupeň

zatíženým strojem včetně spolujezdce. Požadavky na stoupavost jsou však značně odlišné. Nejmenší stoupavost se požaduje u levných mopedů, kde v některých případech nedosahuje bez přišlapávání pedály ani 6 %. Připomeňme, že stoupavost je uváděna v procentech a dána sklonem přepony trojúhelníka, jehož základnou je 100 a výškou uvedená hodnota %; tyto údaje se někdy zcela nesprávně zaměňují za úhlové stupně. Na evropských silnicích jsou nejprudší sjezdy s klesáním



zpravidla do 12 %, pouze na některých horských silnicích dosahují spády hodnot do 20 %. Stoupavosti moderních motocyklů jsou však podstatně vyšší a zpravidla přesahují u strojů nižších a středních objemových tříd 50 %. Problém výjezdu nejprudšího stoupání není dnes ve výkonu motoru, ale v ovládnutí stroje v nerovném terénu při odlehčeném předním kole, neboť největší stoupání je téměř vždy v terénu nebo na obtížně sjízdné cestě. Nejvyšší požadavky v tomto směru jsou na soutěžní a hlavně na šlapačkové stroje, které musí umožnit nejprudší výjezdy, blízké někdy stoupání 100 %, a to při nižších otáčkách motoru. Jezdec musí mít ještě v tomto úseku možnost manipulace s plynovou rukojetí a přitom se stroj nesmí zastavit.

U cestovních strojů určuje převodový poměr prvního stupně často i podmínka hladkého a pohodlného rozjezdu bez delšího prokluzování spojky a většího zvyšování otáček motoru.

Zcela specifické jsou podmínky při volbě převodového poměru nejnižšího rychlostního stupně u silničního závodního motocyklu. Rozjezd z místa nepřichází vůbec v úvahu, neboť start je roztlačením motocyklu a tak je základem nejnižší rychlost jízdy na okruhu – z této rychlosti musí správně volený převod umožnit maximální akceleraci. Často však konstruktér volí první rychlostní stupeň rychlejší, než udává uvedený požadavek, neboť počet rychlostních stupňů je omezen předpisy FIM a při užším rozpětí převodovky daném rychlejším prvním stupněm vyjde i výhodné jemnější odstupňování.

Převodový poměr nejvyššího rychlostního stupně je dán obvykle podmínkou dosažení maximální možné rychlosti na dlouhém rovném úseku. Toto pravidlo neplatí pouze u speciálních strojů, tj. u plochodrážních, terénních a někdy i soutěžních motocyklů, jejichž maximální rychlost je jen teoretickou hodnotou.

Pro dosažení nejvyšší možné maximální rychlosti musí být celkový převod volen tak, aby právě při této rychlosti pracoval motor v režimu nejvyššího výkonu.

Celý užitečný výkon motoru se při maximální rychlosti spotřebuje na překonání jízdních odporů, neboť platí

$$P_{\max} \eta = N \quad (W),$$

kde  $P_{\max}$  je maximální výkon motoru (W),

$\eta$  – celková účinnost převodného systému,

$N$  – výkon potřebný k překonání všech jízdních odporů (W).

Účinnost převodného systému je součinem účinnosti jednotlivých převodů. U obvyklého systému vyplývá ze vztahu

$$\eta = \eta_1 \eta_p \eta_2,$$

kde  $\eta_1$  je účinnost primárního převodu,

$\eta_p$  – účinnost převodovky,

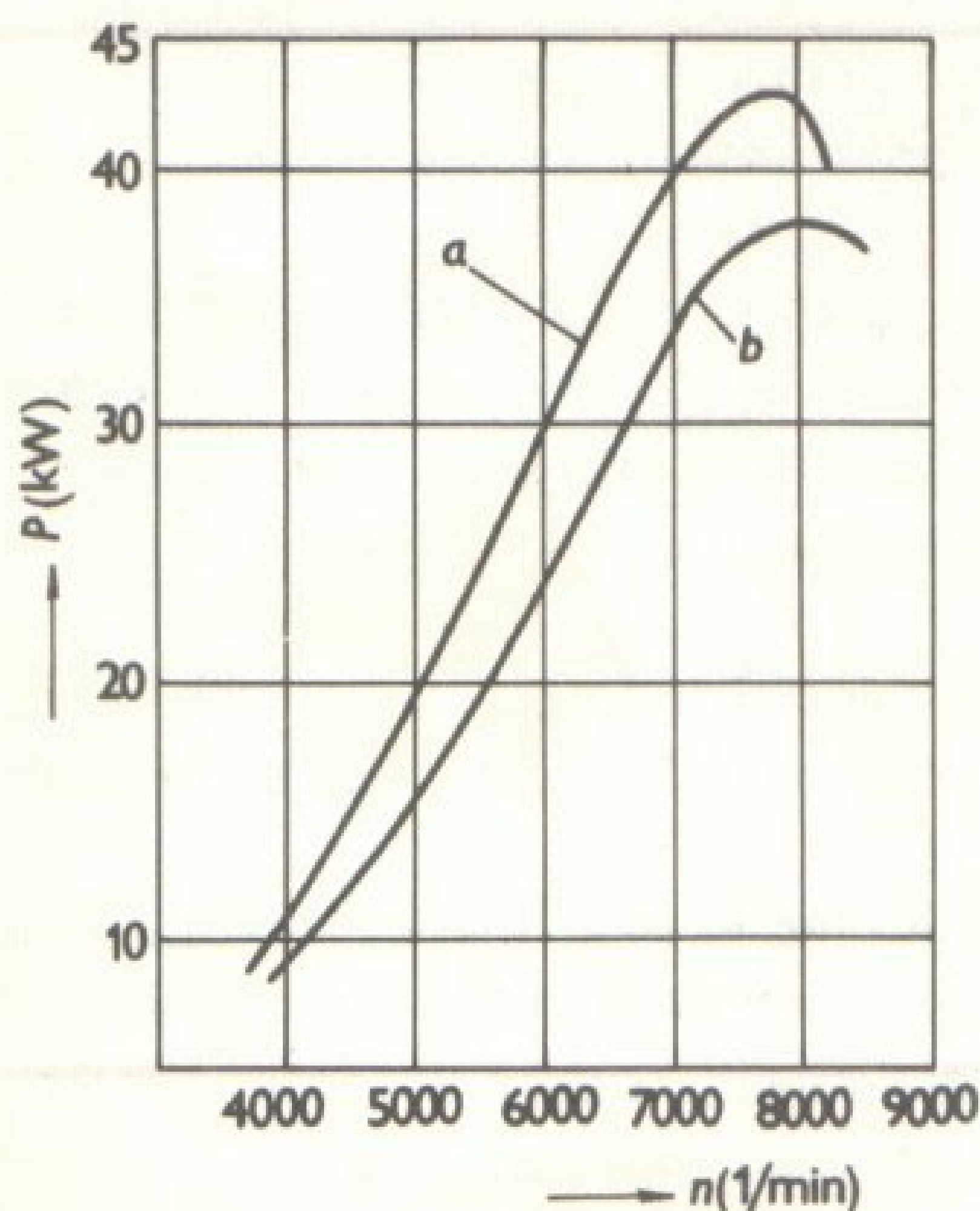
$\eta_2$  – účinnost sekundárního převodu.

Účinnost primárního převodu bývá kolem hodnoty 0,98 u dobrých ozubených kol a 0,96 pro primární řetěz v olejové mlze. Účinnost převodovky může být



různá podle systému i zařazeného rychlostního stupně. U předlokové převodovky bývá asi 0,98 na přímý záběr a 0,95 pro ostatní stupně, pro dvouhřídelovou převodovku můžeme počítat s hodnotou 0,97 pro všechny rychlostní stupně.

Největší rozdíly však bývají v účinnosti sekundárního řetězu, která u krytého mazaného řetězu může dosáhnout hodnoty až 0,96, ale za špatných podmínek může u suchého řetězu nebo u řetězu brodícího se blátem na terénním motocyklu poklesnout i značně pod 0,90.



Skutečně změřená hodnota výkonu motoru na klikovém hřídeli (křivka a) a na zadním kole (křivka b) u tříválce Kawasaki 500 H1D

Celková účinnost převodného systému je tedy za příznivých podmínek blízko pod hodnotou 0,9 a tímto součinitelem násobíme výkon motoru pro jeho přepočet na zadní kolo. Naopak při snímání výkonu ze zadního kola motocyklu dělíme naměřenou hodnotu celkovou účinností převodného systému a skutečný výkon motoru bude asi o 10 % vyšší.

Výkon potřebný k překonání jízdních odporů je dán součtem výkonů potřebných pro překonání dílčích odporů valení, odporu vzduchu, stoupání a zrychlení:

$$P = P_{\varphi} + P_v + P_s + P_a \quad (\text{W}),$$

kde  $P_{\varphi}$  je výkon potřebný pro překonání odporu valení (W),

$P_v$  – výkon potřebný pro překonání odporu vzduchu (W),

$P_s$  – výkon potřebný pro překonání stoupání (W),

$P_a$  – výkon potřebný pro zrychlení (W).

Pro plynulou jízdu bez zrychlení po rovině, tj. případ maximální rychlosti, odpadnou poslední členy z předešlého vztahu.

Výkon potřebný pro překonání odporu valení je dán vztahem

$$P = v\varphi Gg \quad (\text{W}),$$



kde  $v$  je rychlost jízdy (m/s),

$\varphi$  – součinitel odporu valení,

$G$  – celková hmotnost zatíženého vozidla (kg),

$g$  – tíhové zrychlení (m/s<sup>2</sup>).

Výkon potřebný pro překonání odporu valení je úměrný pouze první mocnině rychlosti, protože odpor valení i jeho součinitel jsou na rychlosti nezávislé. Tento výrok neplatí za všech podmínek zcela přesně, avšak odchylky od uvedeného vzorce jsou zanedbatelné.

Součinitel odporu valení závisí na pneumatikách a povrchu vozovky. Odpor valení vzniká vnitřním třením v pneumatice, valením pneumatiky po vozovce, skluzem některých míst povrchu běhounu na vozovce a deformacemi vozovky. Do odporu valení zahrnujeme i tření v ložiskách nepoháněného kola.

Za ideálních podmínek může součinitel odporu valení na hladké asfaltové vozovce klesnout až k hodnotě 0,01, běžně dosahovaná hodnota pro bezprašnou vozovku je však 0,02. Na šterkové nebo pískové silnici stoupá součinitel  $\varphi$  na 0,04, na blátivé cestě až na 0,1 a v hlubokém písku nebo měkké hlině může dostoupit až na hodnotu 0,3.

Výkon potřebný pro překonání odporu vzduchu je

$$P_v = vO_v = v \frac{\gamma}{2} c_x F v^2 \quad (\text{W}),$$

$$P_v = \frac{\gamma}{2} c_x F v^3 \quad (\text{W}),$$

kde  $O_v$  je odpor vzduchu (N),

$\gamma$  – měrná hmotnost vzduchu (kg/m<sup>3</sup>),

$c_x$  – součinitel odporu proudění,

$F$  – čelní plocha motocyklu i s jezdce (m<sup>2</sup>).

Již při prvním pohledu na vzorce je jasné, že největší vliv na výkon potřebný pro překonání odporu vzduchu má rychlost jízdy. Měrná hmotnost vzduchu  $\gamma$  závisí na teplotě, avšak v rozmezí běžných teplot, obvyklých při jízdě na motocyklu, není její změna závažná. Součinitel odporu proudění  $c_x$  je pro určení maximálního převodu nejvíc nejistá a pochybná složka. Jeho hodnota závisí na tvaru stroje i poloze jezdce, avšak spolehlivě se dá měřit pouze v aerodynamickém tunelu. Při odhadu se musíme řídit výsledky určenými na podobných strojích.

Příklady přibližných hodnot součinitele  $c_x$ :

kapotovaný rekordní motocykl	0,15
silniční závodní motocykl s kapotáží podle předpisů FIM	0,45
cestovní motocykl – poloha vleže	0,85
cestovní motocykl – poloha vsedě	0,90
cestovní motocykl – jezdec + spolujezdec vsedě	1,00

Změnou polohy jezdce sice klesne součinitel  $c_x$  pouze nepatrně, ale podstatně se zmenší čelní celková plocha. Stanovení čelní plochy motocyklu i s jezdce je



nejsnadnější průmětem na svislou stěnu nebo fotografováním z větší vzdálenosti.

Potřebné výkony pro překonání všech jízdních odporů stanovíme postupně pro určité hodnoty rychlosti a vyneseme do diagramu výkon – rychlost.

Hodnoty celkového potřebného výkonu pro jízdu na rovině za bezvětří a bez zrychlení udává vztah

$$P = v \left( \varphi Gg + \frac{\gamma}{2} c_x F v^2 \right) \quad (\text{W}).$$

Rychlost, pro kterou bude výkon potřebný pro jízdu rovný největšímu výkonu motoru redukovanému na zadní kolo, je maximální možná rychlost motocyklu. Celkový převod by měl být volen tak, aby při této rychlosti pracoval motor v otáčkách nejvyššího výkonu.

Celkový převod bude určen vztahem

$$p_c = \frac{n_{\max} \pi r_v}{30 v_{\max}},$$

kde  $p_c$  je celkový převod mezi klikovým hřídelem a hnacím kolem,

$n_{\max}$  – otáčky nejvyššího výkonu motoru (1/min),

$r_v$  – valivý poloměr pneumatiky (z tabulek) (m),

$v_{\max}$  – maximální rychlost (m/s).

Křivku výkonu motoru na zadním kole můžeme také vynést do diagramu a přebytky výkonu motoru nad výkonem potřebným pro jízdu můžeme využít pro stoupání a zrychlení.

Výkon pro stoupání bude

$$P_s = v Gg \sin \alpha \quad (\text{W}),$$

$\alpha$  je úhel stoupání (rad).

Pro malé úhly můžeme zanedbat rozdíl mezi  $\sin \alpha$  a  $\tan \alpha$  a bude přibližně platit

$$P_s \doteq v Gg \tan \alpha = v Gg \frac{s}{100} \quad (\text{W}),$$

$s$  je stoupavost (%).

Výkon pro zrychlení je vyjádřen obdobně

$$P_a = v G a \quad (\text{W}),$$

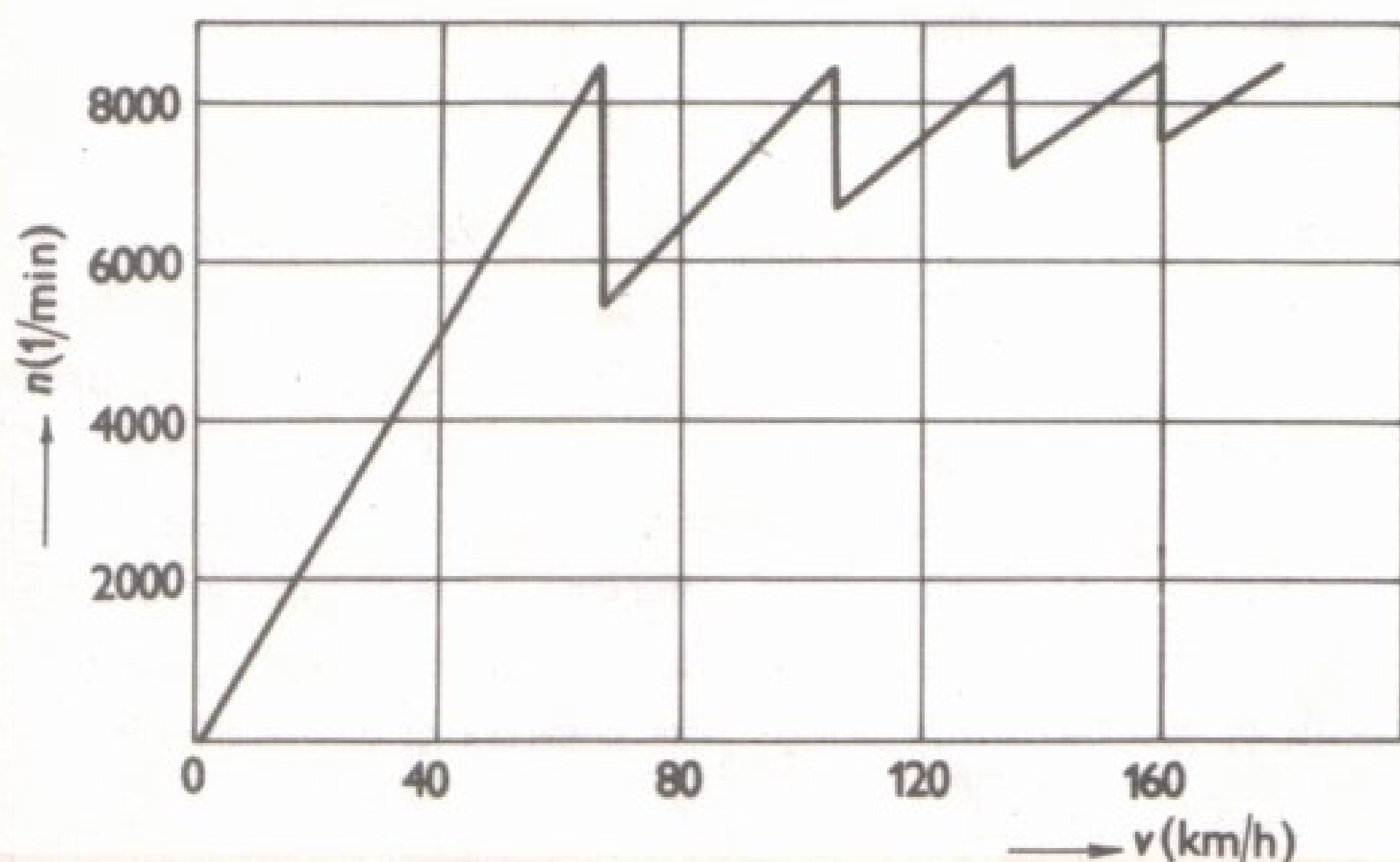
$a$  je dosahované zrychlení ( $\text{m/s}^2$ ).

Podstatně vyšších výkonových přebytků dosáhneme při větší hodnotě převodu, kdy plný výkon motoru odpovídá menší rychlosti jízdy. Pro návrh odstupňování a pro hrubou orientaci jsou nejlepší tzv. *pilové diagramy závislosti rychlosti jízdy na otáčkách motoru při různých rychlostních stupních*. V diagramech je dobře vidět pokles otáček motoru při přeřazení na vyšší rychlostní stupeň. Výkonové poměry

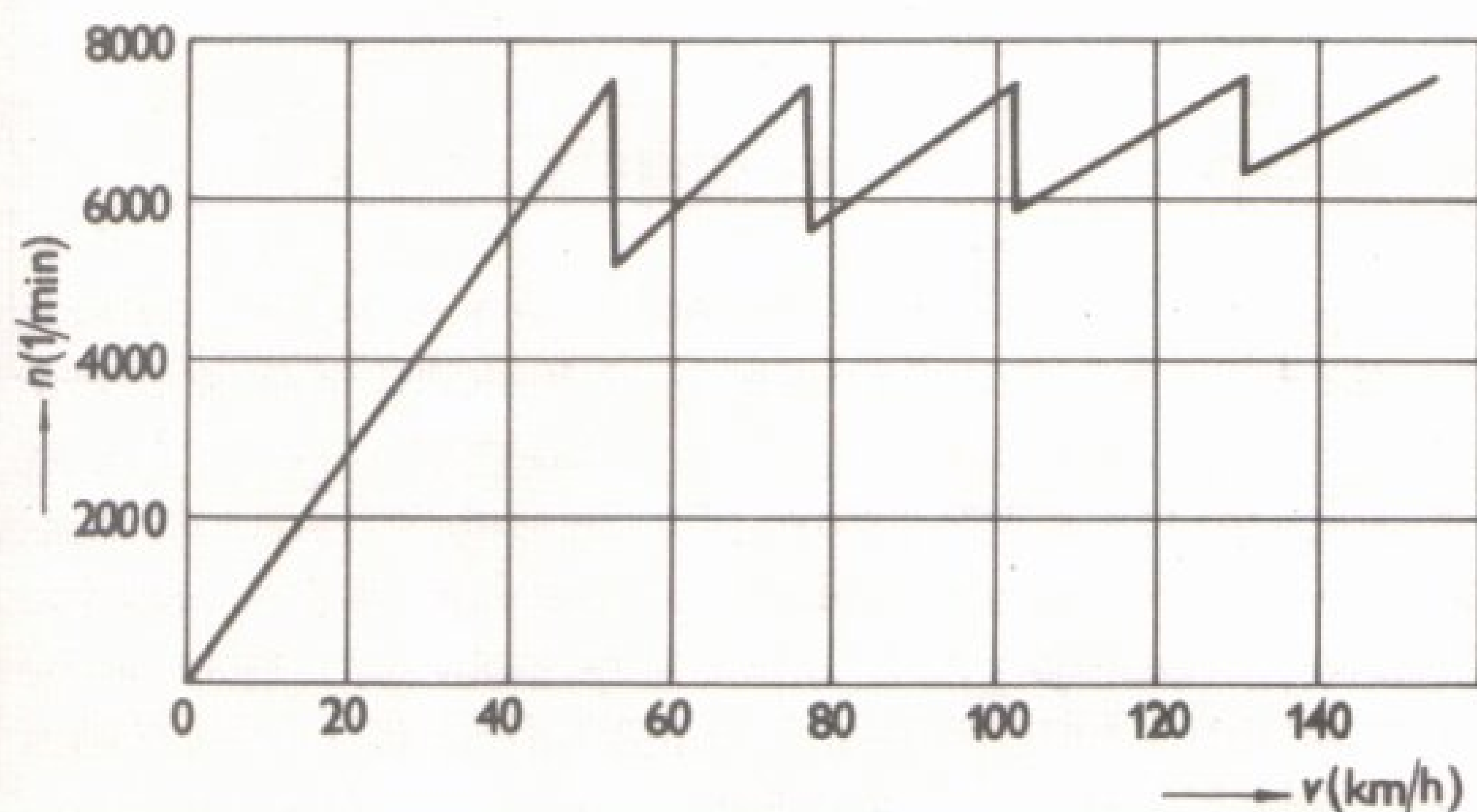


jsou ovšem podstatně přehlednější na složitějších výkonových diagramech, které také jasně prokáží nutnost jemného odstupňování a vyššího počtu rychlostních stupňů pro motory s nepříznivou charakteristikou.

Zajímavý je i rozdíl v odstupňování silničního závodního a terénního motocyklu, i když počet stupňů a rozpětí převodovky je někdy stejný. Terénní stroj má zpravidla voleno odstupňování tak, aby při každém přeřazení směrem nahoru byl pokles otáček zhruba stejný. U silničního závodního motocyklu jsou výkonové přebytky při nejvyšších rychlostech jízdy velmi malé, a proto bývá rozdíl mezi pátým a šestým rychlostním stupněm (předpis FIM stanoví max. 6 stupňů) často jen v rozmezí 5 až 8 %.



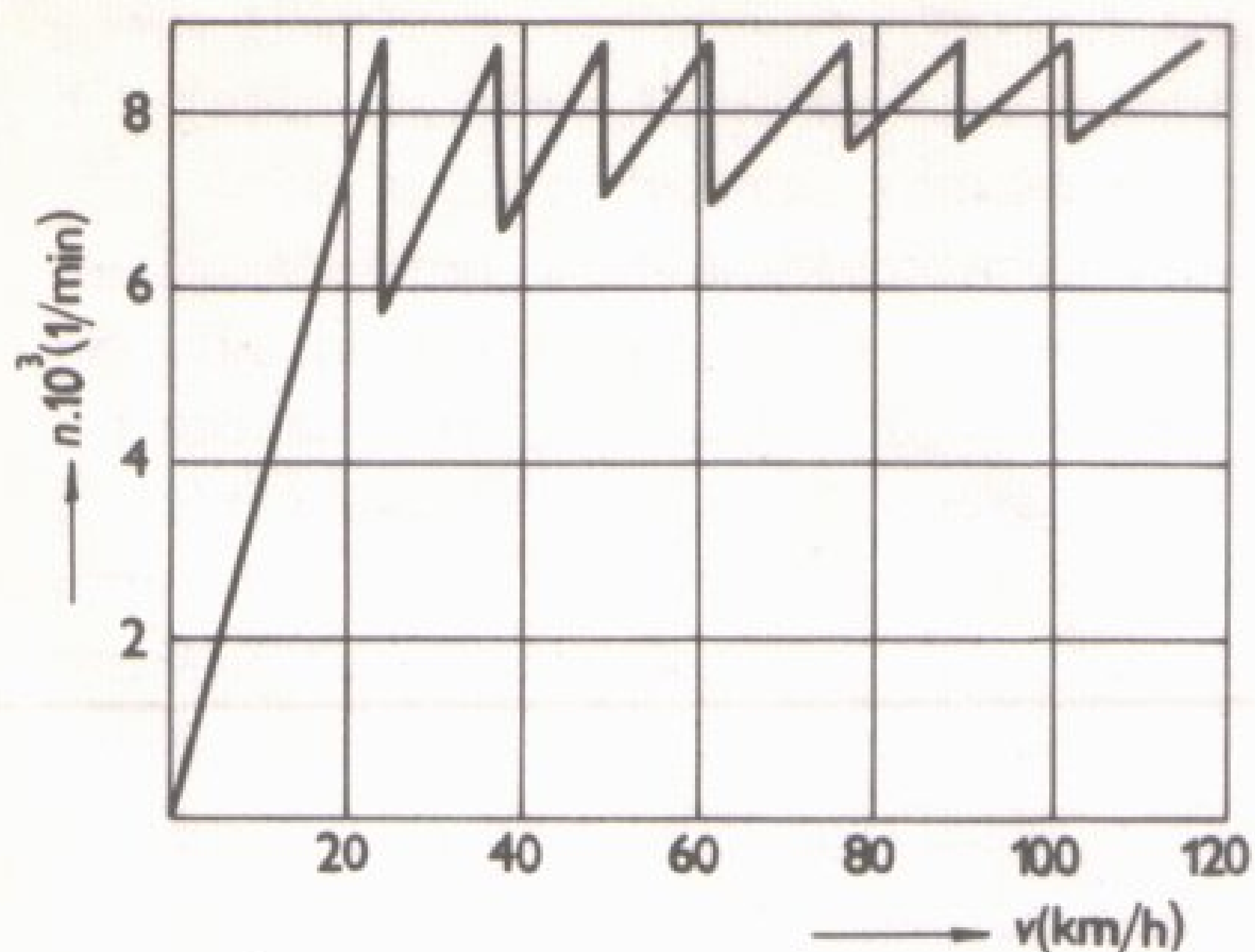
Pilový diagram rychlé Kawasaki 500 H1D



Pilový diagram výkonného cestovního motocyklu Yamaha 250 RD

V diagramech *výkon – rychlost* (popř. *síla – rychlost*) můžeme dost přesně simulovat skutečné poměry na silnici. Technici firmy Mercedes v předválečné úspěšné éře svých závodních vozů sledovali v těchto diagramech jízdní poměry pro jednotlivé okruhy Velkých cen a pro každý okruh vypočetli a navrhli zvláštní převody.





Nejvyšší počet stupňů mají maloobjemové soutěžní motocykly — na obr. pilový diagram pro Jawu Tatran 100

Základním výchozím údajem je přesné stanovení odporu vzduchu, což je pro motocykly dosti problematické, a proto se často postupuje opačným způsobem ze změření maximální rychlosti. V tomto případě je třeba nejprve vyzkoušet a změřit max. rychlost motocyklu a přitom se musí několikrát měnit celkový převod, aby naměřená rychlost byla skutečně maximální možná. Musí platit, že výkon motoru na zadním kole při nejvyšší dosažené maximální rychlosti se rovná součtu výkonu potřebného pro překonání odporu valení a odporu vzduchu pro danou rychlost. Tato hodnota je základním bodem pro sestrojení křivky výkonu potřebného pro překonání odporu valení a vzduchu v závislosti na rychlosti v diagramu výkon — rychlost.

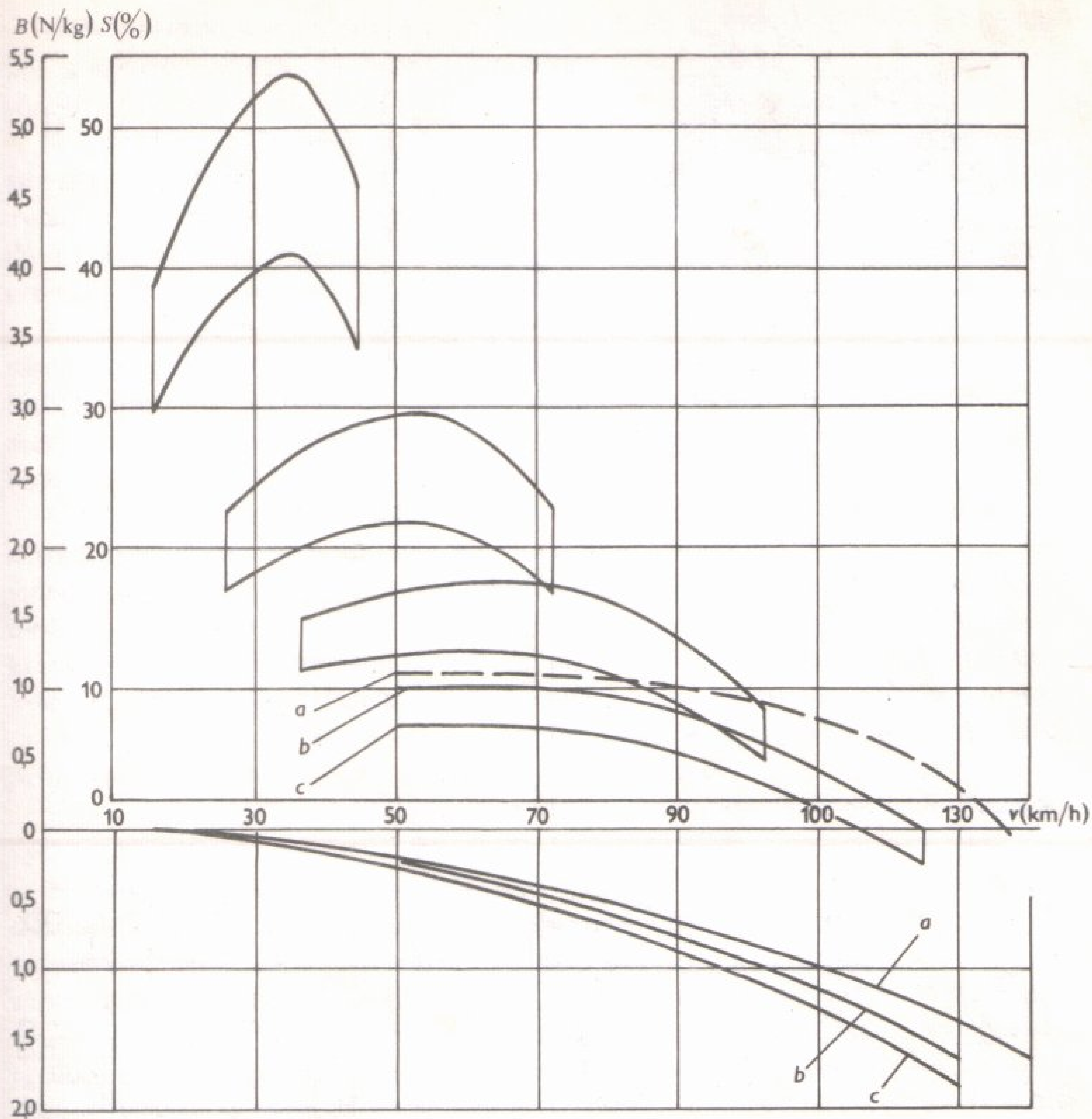
#### *Stavba převodovky*

Motocyklové převodovky členíme na dva základní druhy, a to na převodovky tříhřídelové neboli předlokové a dvouhřídelové.

Předlokové převodovky jsou nejvíce známé z automobilů a v dřívějších dobách převládaly i na motocyklech. Točivý moment se převádí z hnacího hřídele párem ozubených kol na předlokový hřídel a dalším párem ozubených kol na hnací hřídel, který je souosý s hnacím hřídelem. Převodové poměry jednotlivých rychlostních stupňů dává součin převodových poměrů obou zabírajících párů ozubených kol. Největší výhodou tohoto systému je přímý záběr, kdy hnací hřídel je pevně spojen s hnacím a všechna ozubená kola se pouze volně protáčí. U cestovních motocyklů je přímý záběr zařazen v průměru 80 až 90 % jízdních časů a v tomto režimu pracuje převodovka s nejvyšší účinností a velmi tiše.

U moderních motocyklových konstrukcí však přesto nastává odklon od předlokových převodovek, neboť při zařazení všech rychlostních stupňů kromě přímého záběru se točivý moment přenáší přes dva páry kol, přičemž jsou značně vysoké průhyby hřídelů a nadměrné zatížení ložisek. Tyto nevýhody se projevují zvláště nepříznivě u vícestupňových převodovek a sportovních motocyklů, kde se nejvyšší stupeň uplatňuje jen zřídka.





Velmi názorné, ale pro sestavení dosti obtížné jsou diagramy závislosti hnací síly motoru (děleného celkovou hmotností) na rychlosti vyznačené v diagramu hodnotou  $B$  (N/kg). Dolů od osy jsou vyneseny odpory a nahoru pouze přebytky pro překonání stoupání a akceleraci. V diagramu jsou horní křivky přebytků hnací síly vyznačeny pro zatížení jedním jezdcem, spodní pro zatížení i s tandemistou a čárkovaná křivka odpovídá poloze ležícího jezdce. V dolní části diagramu je

- $a$  – ležící jezdec,
- $b$  – sedící jezdec,
- $c$  – jezdec a spolujezdec

Kromě přebytků hnací síly je v diagramu uvedena i stoupavost  $S$  v procentech

Diagram byl nakreslen pro motocykl Jawa 350 typ 634, který má tyto údaje:

hmotnost s jedním jezdcem	235 kg
hmotnost s jezdcem a spolujezdcem	310 kg
pro ležícího jezdce $c_x = 0,8$	$F = 0,54 \text{ m}^2$
pro sedícího jezdce $c_x = 0,9$	$F = 0,62 \text{ m}^2$
pro jezdce a spolujezdce $c_x = 0,93$	$F = 0,68 \text{ m}^2$



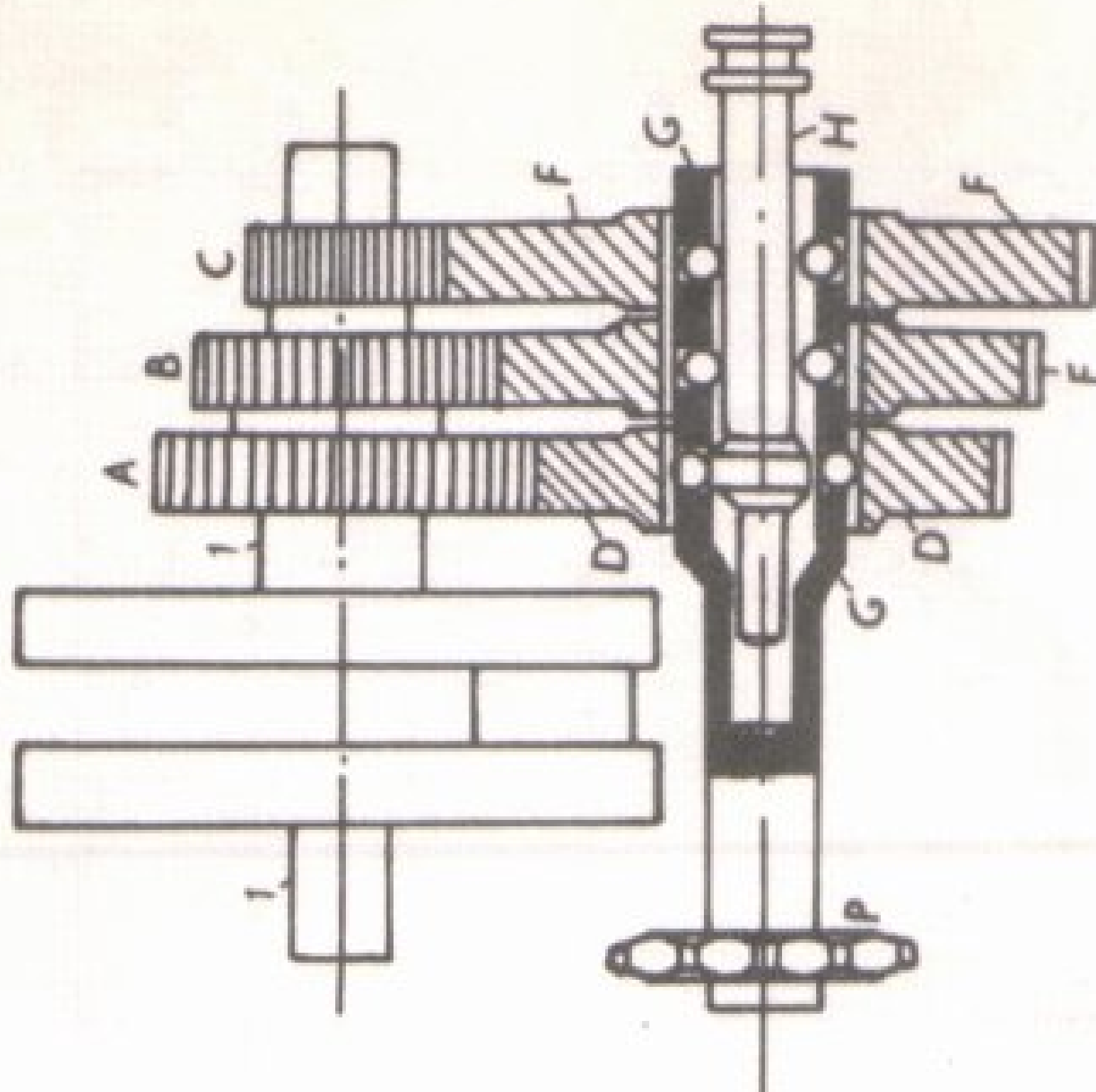
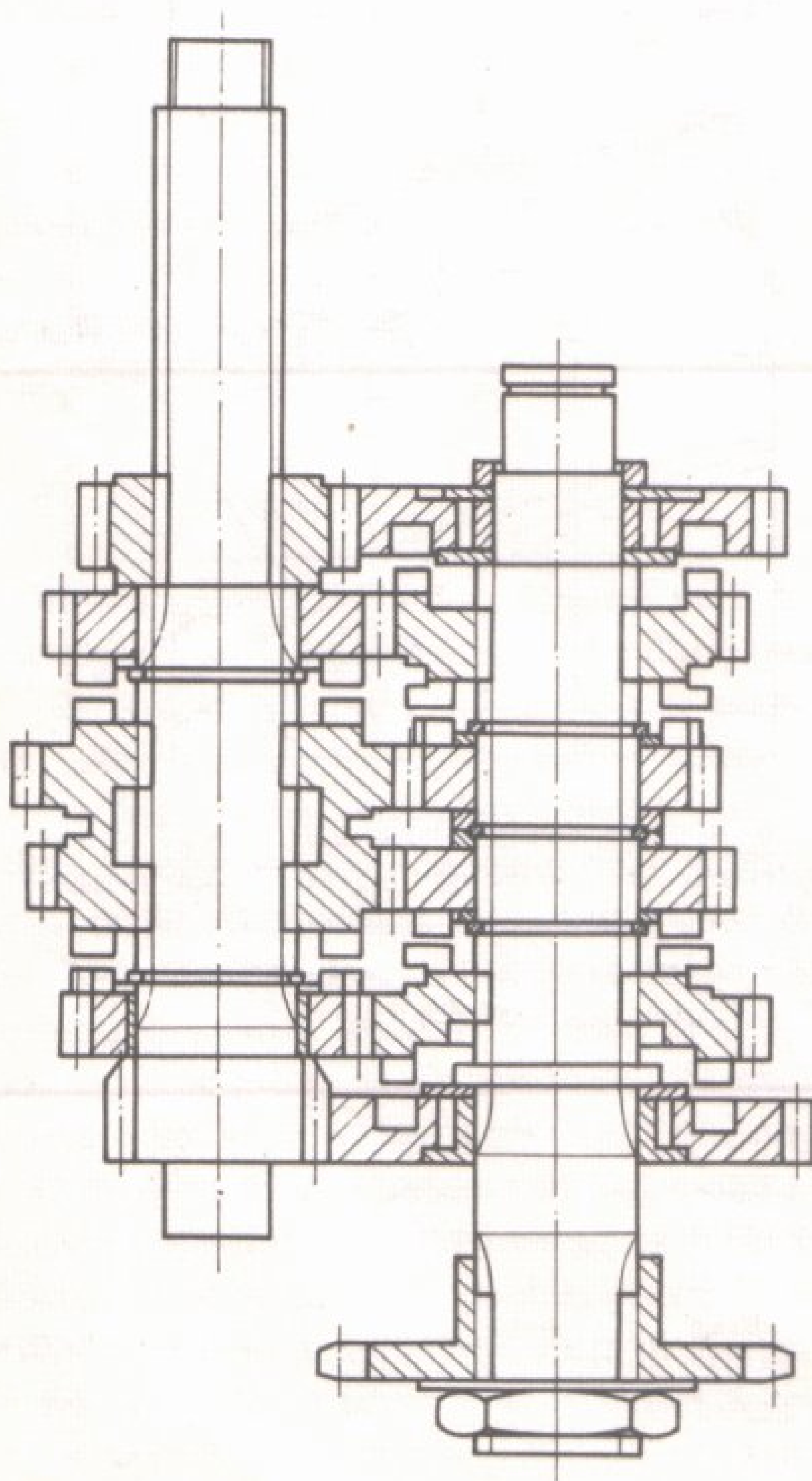
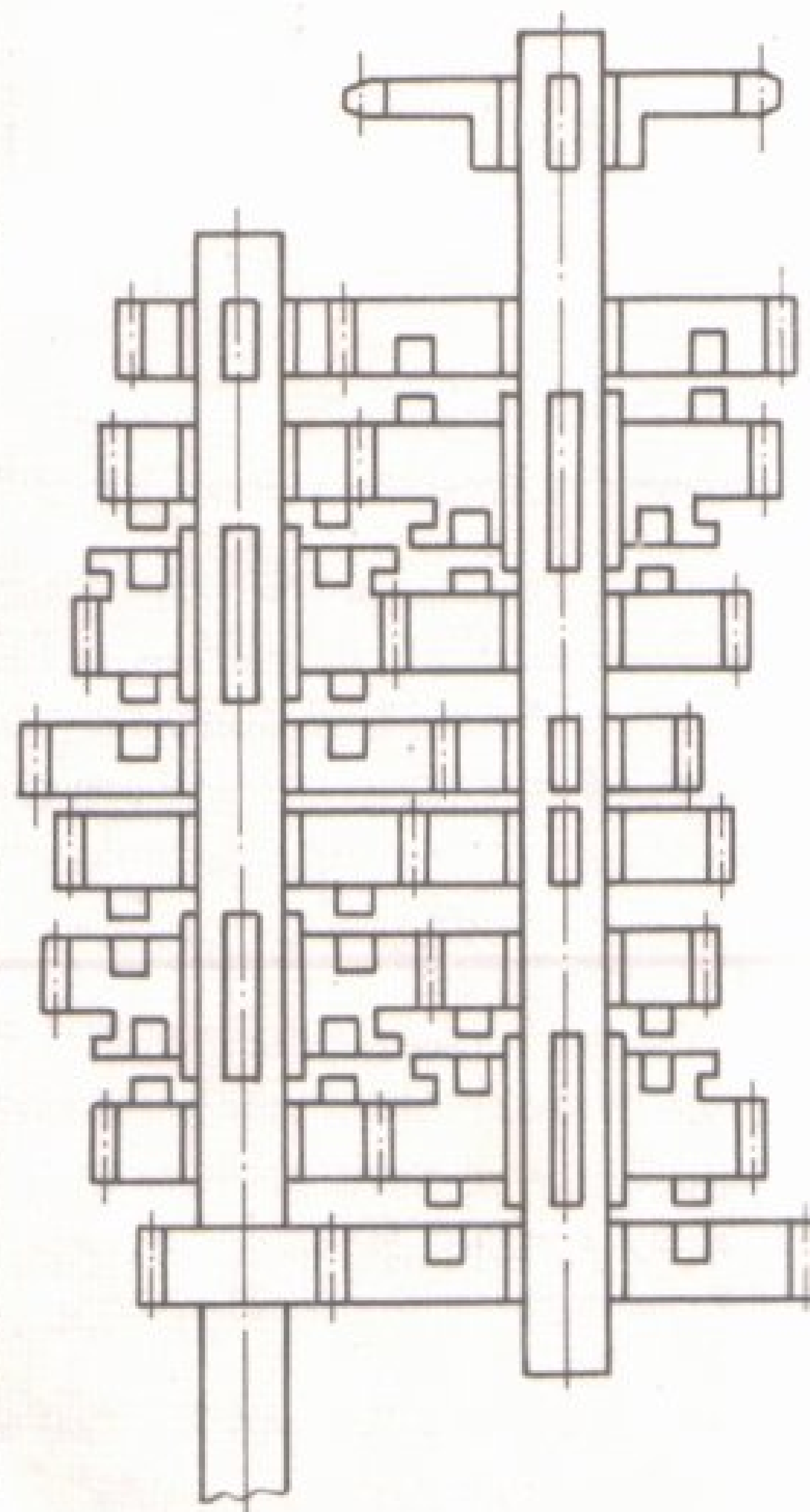


Schéma převodovky s aretací kol kuličkami:  
 I – klikový hřídel,  
 A, B, C – hnací pevná kola,  
 D, E, F – hnáná kola,  
 G – vrtaný hnáný hřídel,  
 H – tyč s aretačním dvojkuželem,  
 P – řetězové kolo hnáného hřídele



Moderní šestistupňová dvouhřídelová převodovka

Osmistupňová dvouhřídelová převodovka soutěžního motocyklu Jawa Tatra





U dvouhřídelové převodovky přenáší točivý moment vždy jeden pár ozubených kol z hnacího hřídele na hnaný. Převodové poměry jednotlivých rychlostních stupňů udává přímo obrácený poměr počtu zubů příslušného páru kol.

Kromě dvou popsaných typů vznikly v minulosti i různé složité konstrukce simultánních převodovek, kde se točivý moment převádí větším počtem párů kol, avšak kde je možné získat více rychlostních stupňů než je párů kol. Tyto převodovky se v praxi podobně jako redukční skříně a násobení dvou převodovek pro svou složitost neosvědčily.

Základním požadavkem na koncepci motocyklové převodovky je stálý záběr všech ozubených kol – řazení je vždy upevněním kola k hřídeli pomocí ozubů, kuliček nebo jiným způsobem a nikdy vzájemným zasouváním zubů. Další podmínkou spolehlivého provozu je řazení všech rychlostních stupňů do dorazových poloh.

Úspěšným řešením vícestupňové převodovky vhodné zejména pro stroje nižších a středních objemových tříd je systém s vnitřní aretací kol pomocí kuliček. Na jednom hřídeli jsou všechna kola pevná, na druhém, dutém hřídeli jsou kola uložena otočně. Uvnitř vrtaného hřídele je posuvná součást klínového tvaru, která pomocí kuliček umístěných v radiálních otvorech hřídele aretuje jednotlivá kola. Předností tohoto systému je neobyčejně úzká stavba vlastní převodovky, řadicí ústrojí však celkovou šířku podstatně zvětšuje. Nevýhodou je proti tomu průměrově větší a někdy málo pevný dutý hřídel s otvory.

Z konstrukčních detailů klasické převodovky si povšimneme několika zajímavých prvků.

Hřídele jsou z cementační oceli a ze stavebních důvodů vycházejí většinou dosti dlouhé při menších průměrech. Velká péče se věnuje přechodům z menších průměrů do větších, které musí být z hlediska únavové pevnosti bez nebezpečných zápchů. Největší mechanické namáhání bývá zpravidla u hnaného hřídele na straně odběru točivého momentu a zde je vhodné zesílení. Na hřídelích moderních převodovek se ustupuje i od hlubších mazacích drážek, které představovaly narušení pevnosti hřídele vrubem.

Drážky pro posuv kol jsou buď s rovnými boky u třídrážkového až dvanáctidrážkového profilu, nebo s evolventními boky zhotovenými technologií výroby ozubených kol. U klasických drážek je ozubené kolo zpravidla lícováno na broušený vnitřní průměr, u moderního evolventního drážkování je kolo vedeno přímo boky.

Pevná kola jsou nasazena buď na drážkách, nebo nalisována značným tlakem na válcový průměr hřídele. Při lisování stačí k bezpečnému pevnému uložení kola na hřídeli správně navržený přesah, avšak kolo musí mít dostatečně tuhý střed. Pro informaci uvedme, že u běžných průměrů hřidelů od 17 do 25 mm bývá skutečný přesah v rozmezí 0,04 až 0,09 a střed kola musí mít tloušťku alespoň 4 mm v šířce minimálně 10 mm. Povrch hřídele i lisovacího otvoru kola musí být jemný. Názory, že na hrubém povrchu nalisované kolo lépe drží, jsou naprosto nesprávné.



Otočná kola běží po broušeném povrchu hřídele. Otvor kola je u nejlevnějších typů poměděn, solidnějším řešením je bronzové pouzdro a zvláště dobře se osvědčuje plovoucí pouzdro. Nejdokonalejší je uložení otočných kol na jehlové kleci nebo na jehlách bez klece.

Řadicí ozuby jsou vystaveny značným nárazům, neboť motocyklové převodovky nebývají synchronizované. Výhodné a často používané je podbroušení boků ozubů o úhel 1 až 2°, který zamezuje samovolnému „vyskočení“ zařazeného rychlostního stupně. Zkoušely se i větší úhly podbroušení, znesnadňovaly však již vyřazení zařazeného rychlostního stupně, pokud spojka dobře nevypínala.

Důležitou hodnotou je vzájemné úhlové pootočení dvou kol spojených bočními ozuby. Tato hodnota kolísá v širokém rozsahu od 3 do 30°. Malý úhel znesnadňuje řazení, velký naproti tomu umožňuje nebezpečné rázy při každém přidání a ubrání plynu.

Materiál ozubených kol je téměř bez výjimky legovaná cementační ocel. Hloubka cementační vrstvy se volí podle velikosti modulu a bývá nejčastěji v rozmezí 0,4 až 0,6 mm. U závodních a terénních motocyklů se často používají speciální druhy cementačních ocelí.

### *Ozubení*

Vývoj ozubení motocyklových převodovek zaznamenal v posledním údobí značný pokrok, neboť kromě pevnosti a životnosti se nyní intenzívně sleduje i jeho hlučnost.

Ve znalosti základních údajů ozubení bývá často mezi příznivci motocyklů i mechaniky dosti nejasností, a proto krátce uvedme hlavní parametry v souvislosti s vývojem převodovek nejmodernějších motocyklů.

Osová vzdálenost neboli rozteč ozubených soukolí udává vzájemnou vzdálenost hřídelů převodovky, resp. rozteč otvorů pro ložiska ve skříní převodovky. Hodnota osově vzdálenosti je základním údajem pro rozměry celé převodovky. Ze stavebních a hmotnostních důvodů by měla být co nejmenší, naproti tomu spolehlivá funkce a pevnost převodovky vyžadují větší hodnotu. Po výrobní stránce je nutné přesně dodržet dané rozteče a zvláště pak rovnoběžnost os hřídelů.

Počet zubů obou spolu zabírajících ozubených kol dává převodový poměr tohoto páru. Z provozních důvodů je lepší vyšší počet zubů obou kol, pevnostní nároky naproti tomu vyžadují velmi malé počty. Nejčastější je otázka přípustného minimálního počtu zubů menšího kola. Při správně voleném tvaru zubů u obou kol je možné spolehlivě použít 12zubového kola a v krajním případě pro málo používaný 1. stupeň může počet zubů poklesnout i na 10. Devítizubová kola se již v praxi neosvědčila pro krátkou dobu trvání záběru a hlučnost.

Modul udává velikost ozubení, neboť platí základní vztah

$$d_1 = z_1 m \quad (\text{mm}),$$



kde  $d_1$  je průměr roztečné kružnice (mm),

$z_1$  — počet zubů,

$m$  — modul (mm).

Hodnota modulů je dána normou, neboť závisí na použití nástroje. Volba modulu by měla být podložena výpočtem pevnosti ozubení nebo alespoň zkušenostmi konstruktéra. U převodovek maloobjemových motocyklů se osvědčuje nejčastěji modul 2 mm, méně již 1,75 mm, u strojů středních tříd 2,25 až 2,5 mm a u velkoobjemových a sportovních, zvláště pak terénních motocyklů někdy i hodnota 2,75 mm nebo dokonce 3 mm.

Úhel záběru nástroje rovněž stanoví norma a pro kola motocyklových převodovek zpravidla mívá hodnotu  $20^\circ$ . Menší, v minulosti výjimečně používaný úhel  $15^\circ$  dával nedostatečnou tloušťku zubů v patě. Větší úhel o hodnotě  $25^\circ$  nebo  $30^\circ$  bývá pouze pro ozubená kola spouštěcího ústrojí, kde segment musí zapadnout mezi zuby protikola.

Korekce neboli posunutí zubového profilu ovlivňuje vlastní tvar zubů. Při kladné korekci, tj. při vysouvání profilu nástroje vzniká v patě zesílený a na vrcholu špičatý zub. Při záporné korekci dochází k zeslabení zubu v oblasti patní kružnice. U všech ozubených kol motocyklových převodovek se zásadně bráníme záporným korekcím a kladné korekce volíme se zřetelem na provozní úhel záběru a tloušťku zubu na vrcholové kružnici. Při větších korekcích totiž vzrůstá provozní úhel záběru na hodnotu kolem  $25^\circ$ , a to se již projevuje zhoršenou účinností převodu, zvětšením tlaků v ložiskách i průhybem hřídelů. Zvětšováním korekce klesá především u kol s menším počtem zubů také tloušťka zubu na vrcholové kružnici a může dojít až k nežádoucímu špičatému zubu.

Rozdělení korekcí na obě kola volíme z pevnostních hledisek podle vypočtené tloušťky zubu na patní kružnici nebo pro dosažení tichého běhu a dlouhé životnosti ozubení vyrovnáním měrných skluzů.

Provozní úhel záběru závisí na úhlu záběru nástroje a na zvětšení osové vzdálenosti. Součet korekcí obou kol dává s určitou přibližností hodnotu, o kterou se zvětší osová vzdálenost nad součet roztečných poloměrů obou kol.

Platí následující vztah:

$$\cos \alpha_v = \frac{d_1 + d_2}{2a} \cos \alpha,$$

kde  $\alpha_v$  je provozní úhel záběru (rad),

$d_1$  — roztečný průměr prvního kola (mm),

$d_2$  — roztečný průměr druhého kola (mm),

$a$  — osová vzdálenost (mm),

$\alpha$  — úhel záběru nástroje (rad).

Snížení ozubení představuje zmenšení výšky zubu při zachování jeho rozteče. Při sníženém ozubení se tedy získá nižší zub, který je tlustší v patě a podstatně lépe vyhovuje pro nadměrné pevnostní namáhání. Pro výrobu sníženého ozubení



je třeba zvláštní nebo alespoň upravený nástroj. Snížení, které se v praxi osvědčilo, bývá v rozmezí 0,8 až 0,9 hodnoty modulu (zejména u speciálních motocyklů pro závodní účely).

Nevýhodou snížení ozubení je především zkrácení délky trvání záběru a dále větší opotřebení boků zubů.

Délka trvání záběru se někdy při výpočtu ozubení přehlíží. Tato veličina je velmi důležitá, neboť její pokles pod hodnotu 1 znamená, že záběr jednoho zubu skončí před začátkem záběru druhého zubu a soukolí se dostane do havarijních poměrů.

Trvání délky záběru můžeme vypočítat podle následujících vztahů:

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1(\operatorname{tg} \alpha_{H_1} - \operatorname{tg} \alpha) + z_2(\operatorname{tg} \alpha_{H_2} - \operatorname{tg} \alpha)],$$

$$\cos \alpha_{H_1} = \frac{d_1 \cos \alpha}{d_{H_1}} \doteq \frac{d_1 \cos \alpha}{d_1 + 2ym + 2x_1},$$

$$\cos \alpha_{H_2} \doteq \frac{d_2 \cos \alpha}{d_2 + 2ym + 2x_2},$$

kde  $\varepsilon$  je délka trvání záběru,

$\alpha_{H_1}$  — úhel tlaku při hlavové kružnici prvního kola (pomocná veličina) (rad),

$z_2$  — počet zubů druhého kola,

$\alpha_{H_2}$  — úhel tlaku při hlavové kružnici druhého kola (rad),

$d_2$  — roztečný průměr druhého kola (mm),

$y$  — snížení ozubení ( $y = 1$  pro nesnížené),

$x_1$  — korekce prvního kola (mm),

$x_2$  — korekce druhého kola (mm).

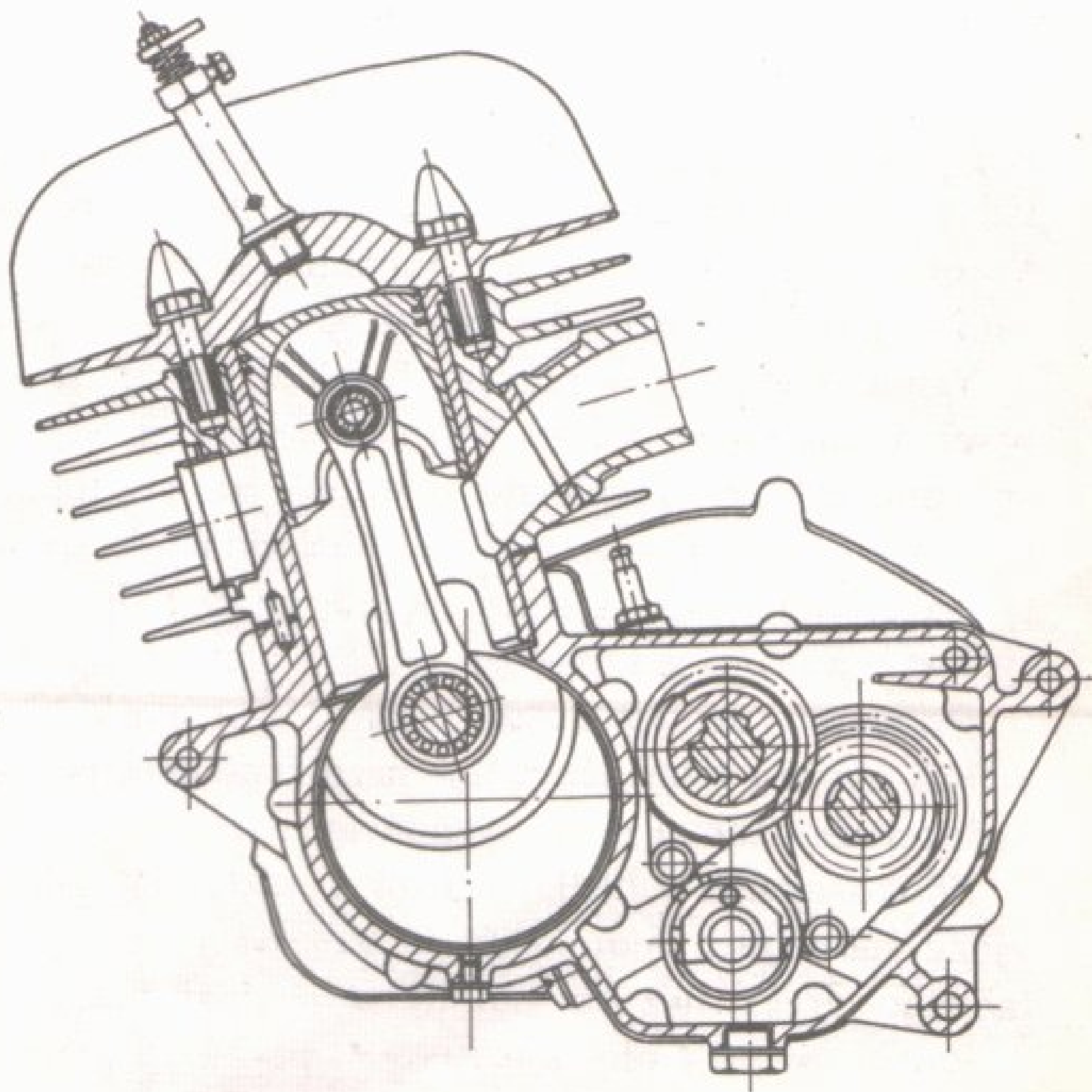
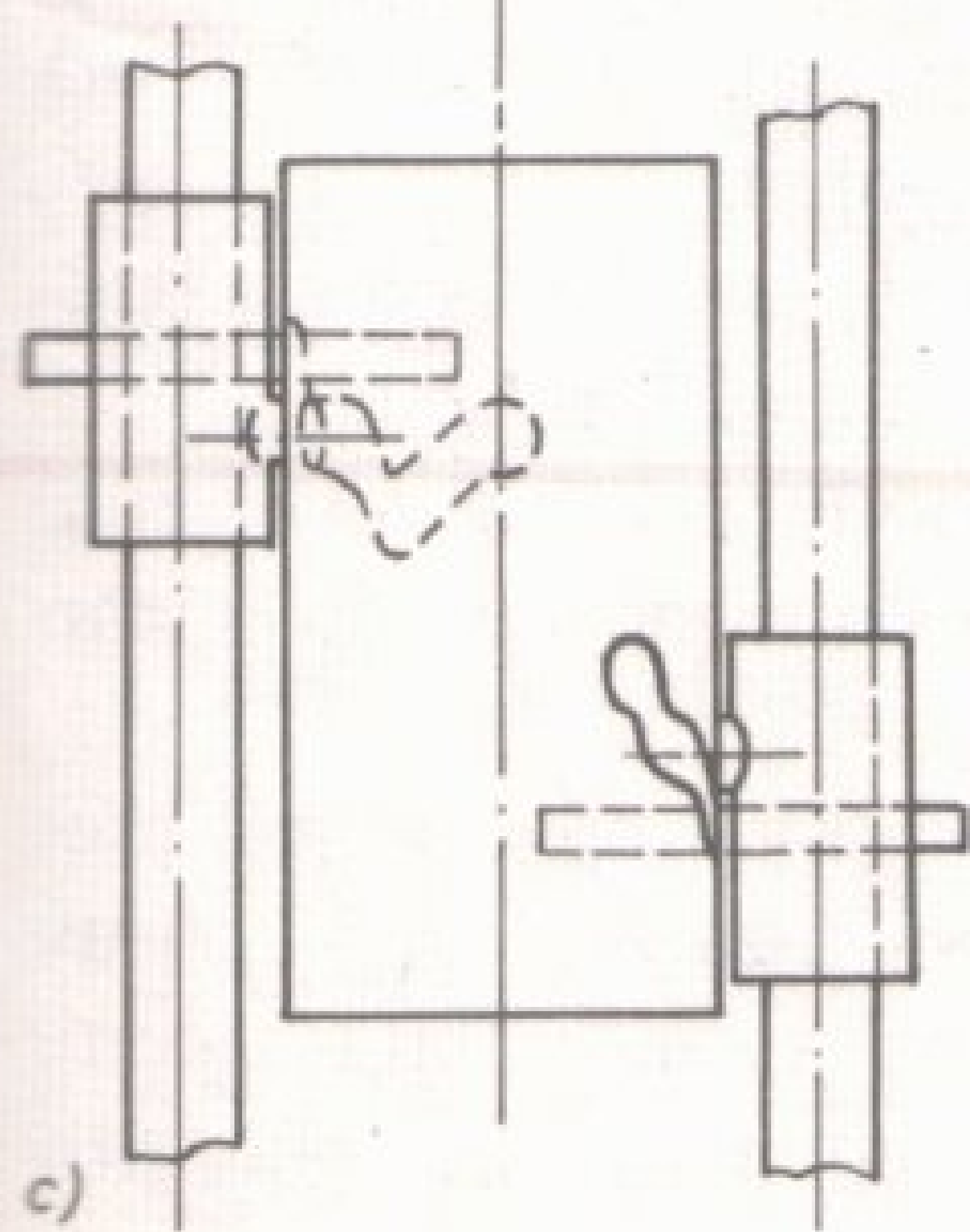
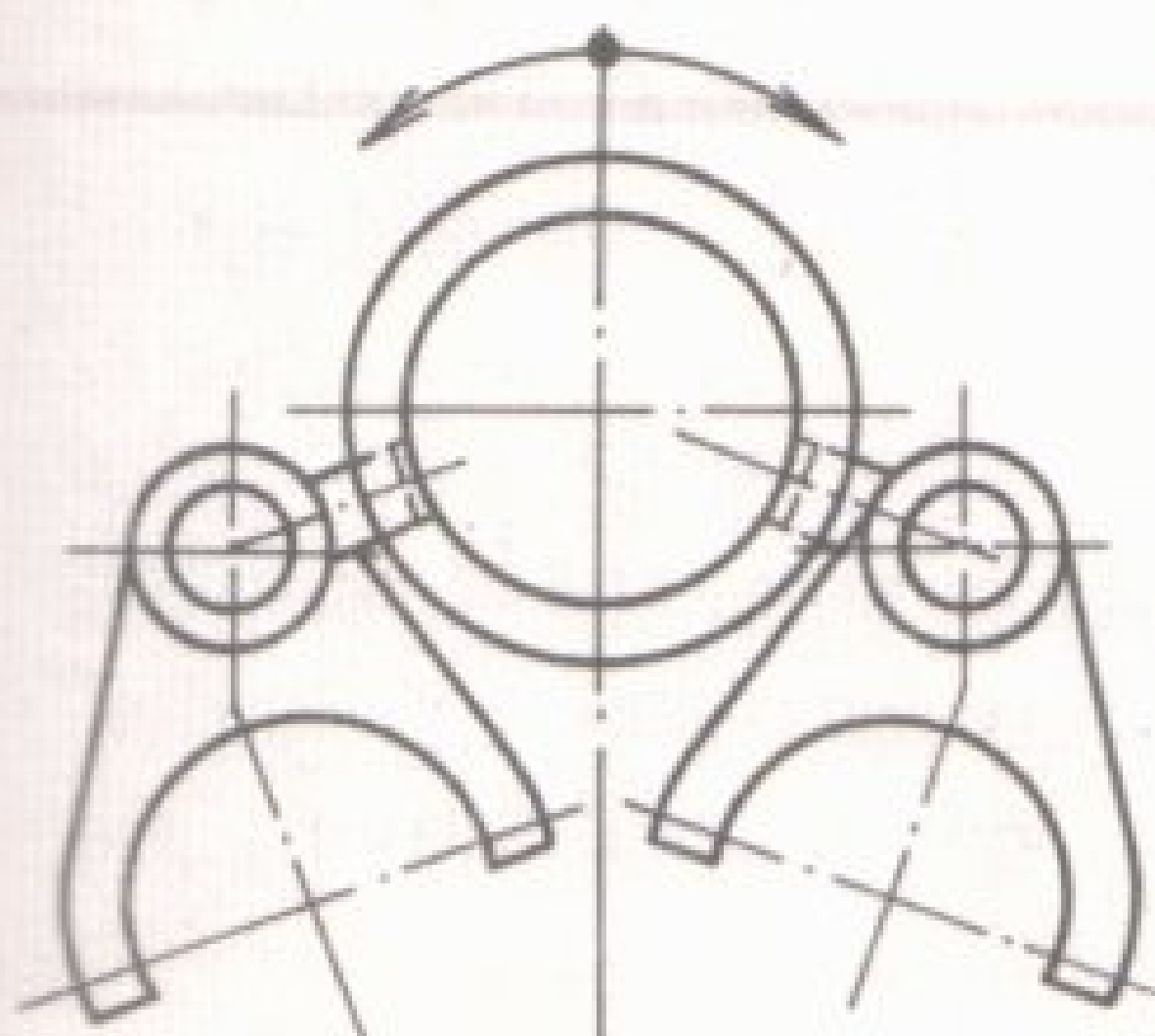
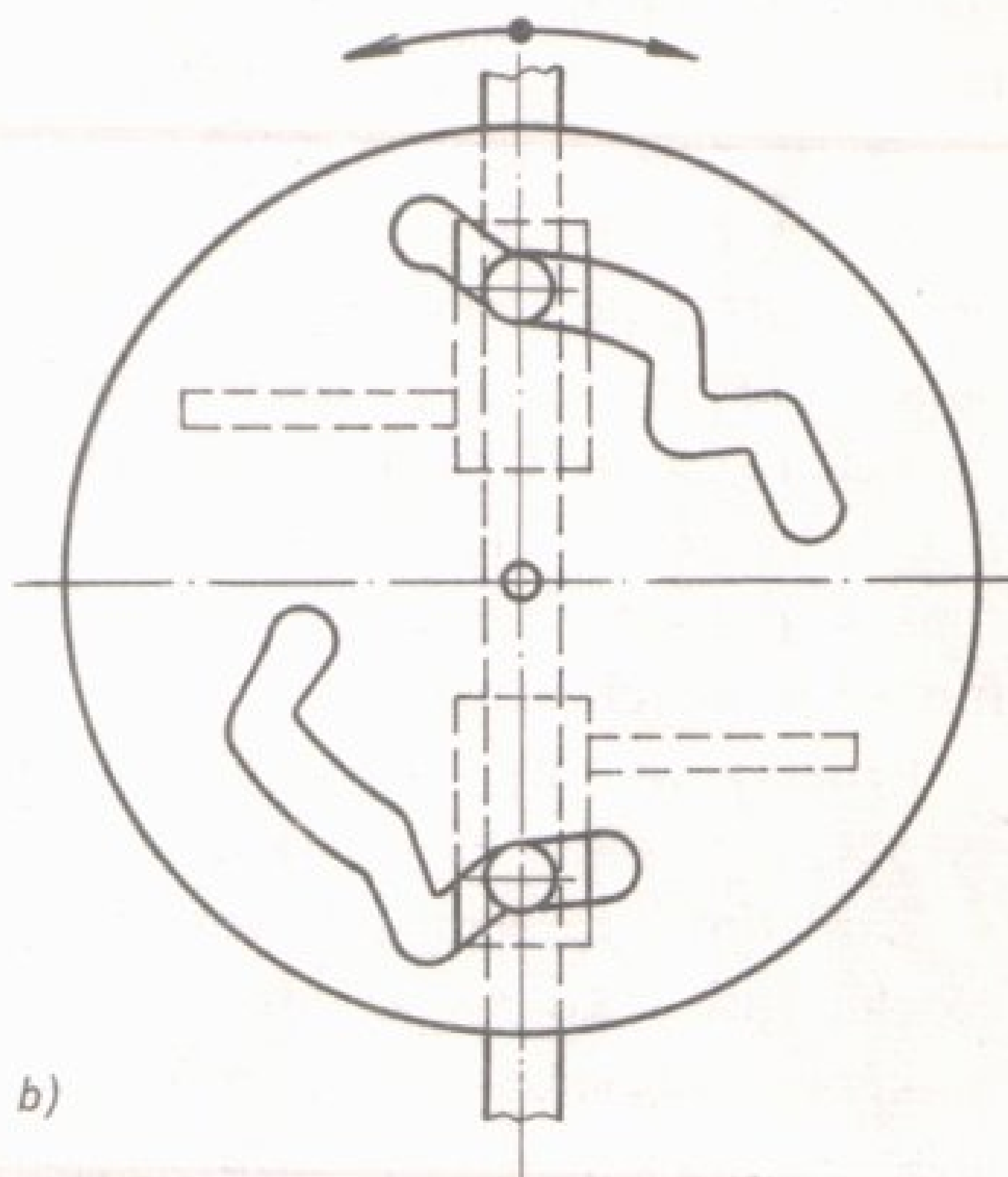
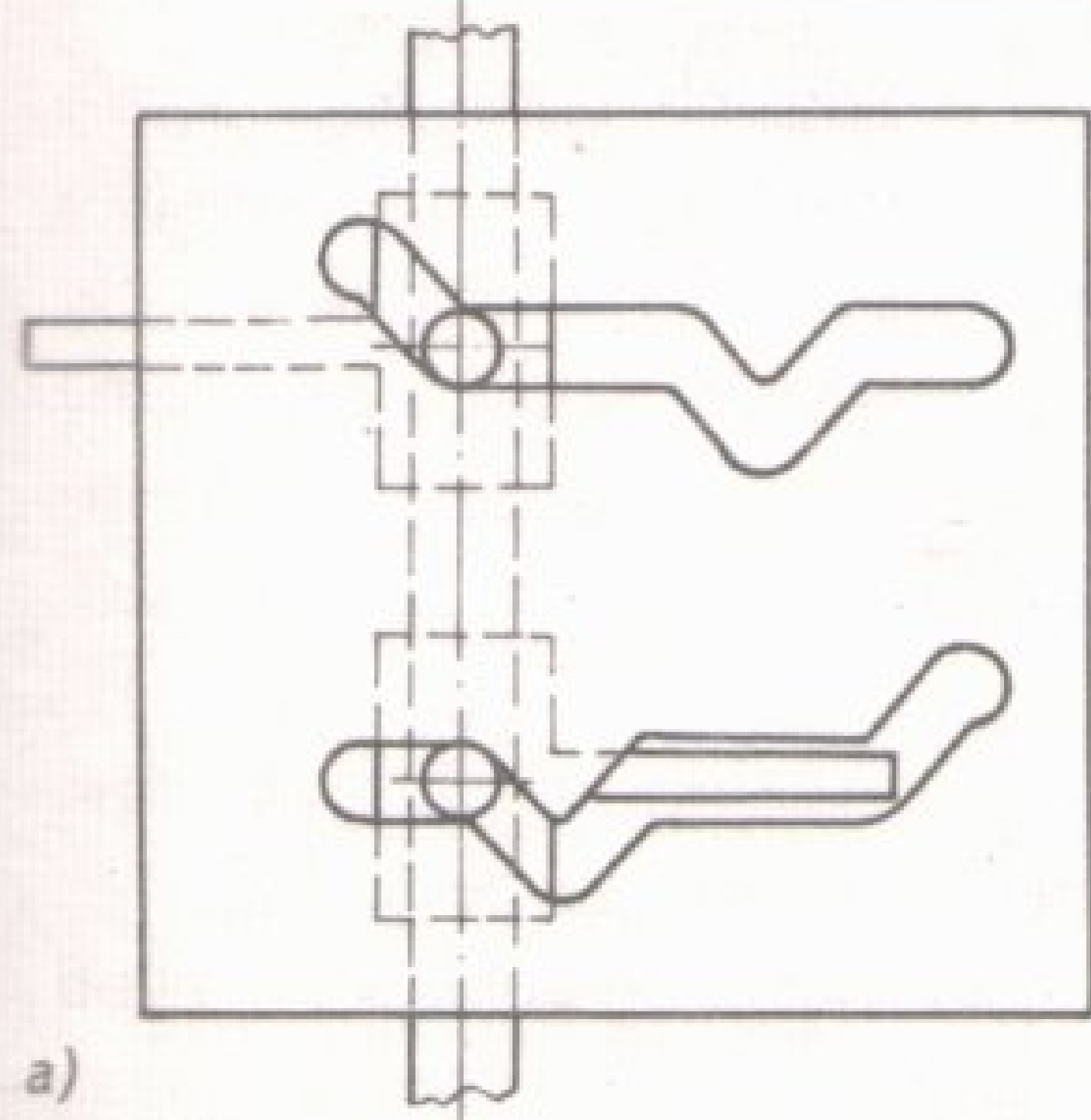
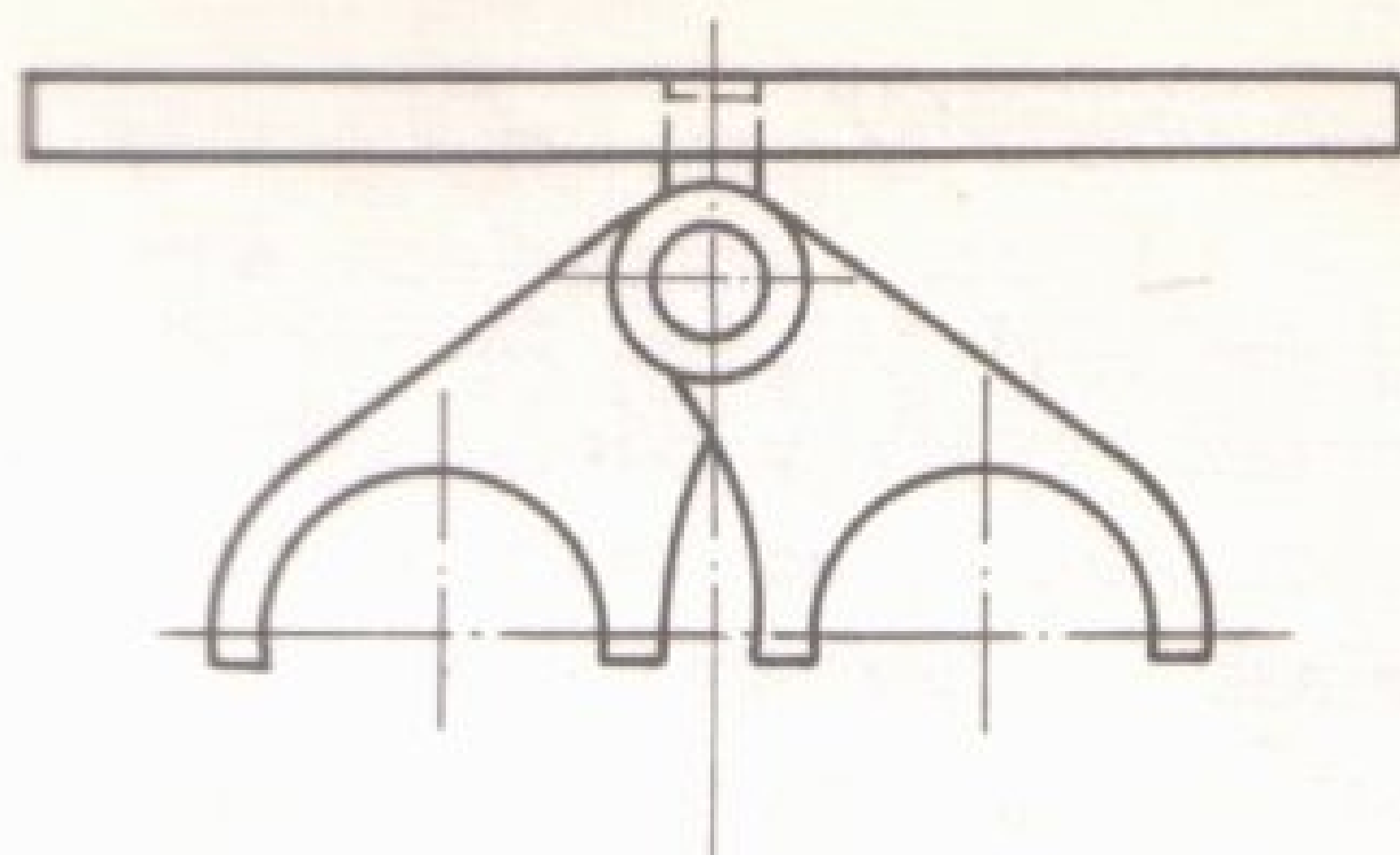
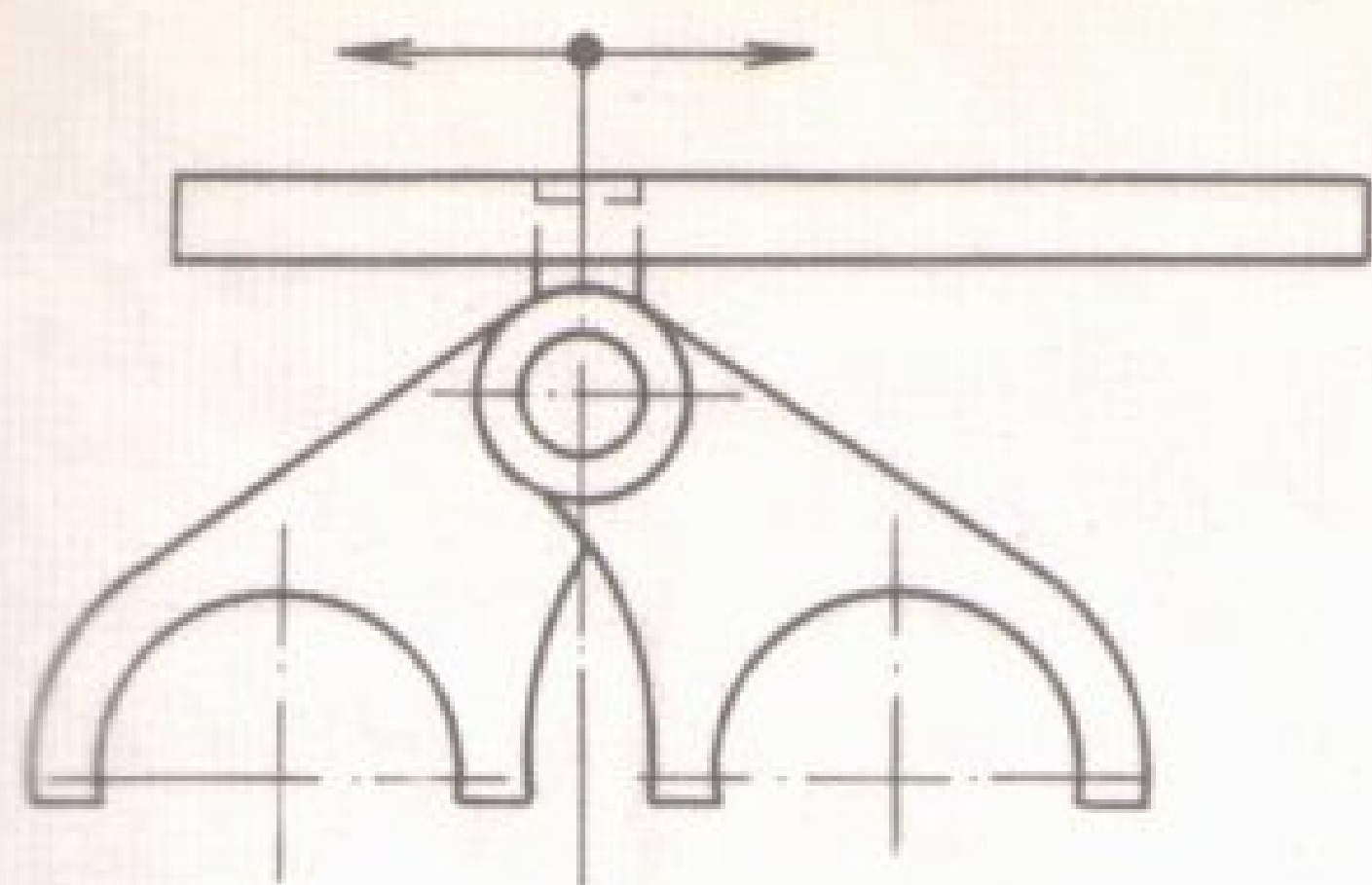
Pro kola cestovních motocyklů se doporučuje délka trvání záběru v hodnotách 1,2 až 1,4. Pro zvláštní případy nízkých pevných zubů pro terénní a soutěžní stroje se však můžeme spokojit i s hodnotou 1,02.

Úhel sklonu zubů přichází v úvahu pouze u šikmého ozubení, které se v převodkách motocyklů používá jen výjimečně pro nepříjemné axiální tlaky. V budoucnosti při dalším soustavnějším sledování tichosti běhu pravděpodobně v některých případech nalezne i šikmé ozubení své uplatnění.

Přesnost ozubení závisí na dodržení mnoha rozměrů a je určena v jednotlivých třídách normou. Pro ozubená kola motocyklových převodovek je nejdůležitější souosost ozubení s funkčním otvorem kola.

Synchronizace, která je běžná u automobilových převodovek, se ve stavbě motocyklů neuplatňuje. Hlavním důvodem je snaha dosáhnout menší hmotnosti a šířky motocyklové převodovky; navíc momenty setrvačnosti klikových hřídelů motocyklů jsou poměrně nižších hodnot.





Tři systémy řadicího ústrojí moderních motocyklů  
a) s posuvnou kulisou, b) s otočným kotoučem, c) s otočným válečkem



Nedílnou součástí převodovky je i řadicí ústrojí, které se na rozdíl od automobilů vyvíjelo u jednostopých motorových vozidel jinými směry.

Požadavky na stavbu řadicího ústrojí vyplývají u motocyklů i skútrů z podmínek pro bezpečné ovládání vozidla. Nutnost delšího sejmutí ruky ze řídítek je nebezpečná, a proto zanikly dřívější systémy ručního řazení pákou na boku nádrže nebo dokonce delší pákou vyvedenou přímo ze skříně převodovky. Modernímu pojetí vyhovuje buď nožní řazení, kde se páka pohybuje z jedné dorazové polohy do druhé, nebo řazení na řídítkách otočnou rukojetí.

Nožní řazení do dorazových poloh na rozdíl od dřívějších typů pozitivních řazení potřebuje ke své funkci řadicí automat, který zajistí posuv řadicího válečku nebo kulisy pouze o hodnotu odpovídající změně na sousední rychlostní stupeň. Řadicích automatů různých typů vzniklo již ve vývoji převodovek mnoho a můžeme říci, že moderní automaty pracují velmi spolehlivě. Společnou podmínkou k dosažení bezporuchovosti všech systémů je dostatečné dimenzování dorazů a spolehlivá funkce vratných pružin.

Pružiny mají mít pokud možno malé mechanické namáhání a jejich materiálu, výrobě, tepelnému zpracování i kontrole je třeba věnovat náležitou péči.

Základním řadicím prvkem je obvykle řadicí váleček nebo posuvná či otočná plochá řadicí kulisa. U všech těchto prvků je důležité dodržet přesnost tvaru funkčních vodících drážek pro vodící čep řadicí vidlice. Ploché posuvné kulisy nebo otočné segmenty se vyrábějí lisováním a běžné výrobní tolerance zde obvykle vyhovují. Složitější technologie výroby je u řadicích válečků, které vycházejí proto také výrobně dražší.

Řadicí vidlice mají být přesně vedené na dostatečně tuhé řadicí tyčce, aby nedocházelo k příčení vidlice ani přesouvání kola. I vlastní konstrukce řadicích vidlic je důležitá a nejlépe se osvědčují dostatečně pevné vidlice vyrobené z výkovku. Výroba vidlic lisováním a ohýbáním z plechu je sice velmi produktivní, ale vidlice se často deformují a řazení potom ztrácí svou spolehlivou funkci.

Velmi důležitým doplňkem řadicího ústrojí je aretace, která zajišťuje řadicí prvek v nastavené poloze. Význam aretace je nejen v tom, že zabráňuje samovolnému vyřazení rychlostního stupně, ale i v tom, že pomáhá dovést přesuvné kolo nebo přesuvnou spojku i s řadicí vidlicí do správné polohy.

Nastavení tvrdosti aretace má tedy značný vliv na funkci převodovky a u některých strojů proto je i předpětí pružiny aretace snadno přístupné k seřízení.

Příliš tvrdá aretace ztěžuje řazení a vyvolává značné opotřebení celého systému, měkká naproti tomu umožňuje nesprávné zařazení neutrálu místo požadovaného rychlostního stupně, popř. vypadávání zařazeného stupně.

Zdokonalením řadicího ústrojí u některých nejmodernějších převodovek převážně speciálních motocyklů je blokovací zařízení, které zamezuje další posuv řadicího prvku než do polohy odpovídající sousednímu rychlostnímu stupni.

Řadicí ústrojí s otočnou rukojetí pochází z Itálie a vyhovuje velmi dobře pro



mopedy a skútry. Princip je v tom, že zároveň s rukojetí se otáčí i páčka spojky uložená na otočném držáku. Polohy jednotlivých rychlostních stupňů jsou vyznačeny tečkami nebo ryskami na řídítkách a řadicí páčka na skříni převodovky se ovládá dvěma lanovody.

### *Spouštěcí ústrojí*

Mechanické spouštěcí ústrojí je nezbytným doplňkem převodného ústrojí naprosté většiny motocyklů. Dosud se dobře osvědčily dva základní systémy spouštěcího zařízení, a to jednak segmentem zabírajícím do ozubeného kolečka uloženého na volnoběžce v primárním převodu, jednak spouštěním přes převodovku.

První způsob je vhodný po pevnostní i funkční stránce, neboť neohrožuje převodovku při zpětném rázu motoru a umožňuje spouštění při zařazeném jakémkoli rychlostním stupni a vypnuté spojce. Záporom je nutný prostor pod spojkou pro spouštěcí ústrojí, což se projeví vždy větším vyložení spojky od ložiska a zpravidla i širší stavbou celého motoru.

Při spouštění motoru přes převodovku je zpravidla v činnosti jeden pár ozubených kol, přičemž musí být voleno volně otočné ozubené kolo na hnaném nebo předlohovém hřídeli zabírající s pevným kolem na hnacím hřídeli. Ozubení tohoto páru kol je pevnostně mimořádně zatíženo, zejména při zpětném rázu motoru. Pomocné kolo na spouštěcím hřídeli se zpravidla při běhu motoru neustále otáčí. Při spouštění zabírá pro záběr v jednom smyslu otáčení zvláštní unášec do jeho čelních ozubů; unášec se po rozběhu motoru stranově vysune. Závažnou nevýhodou je zde nutnost řazení neutrálu před spouštěním. Určité nebezpečí představují pro zuby převodovky i zpětné rázy. Je skutečně zajímavé a bylo početně i v praxi ověřeno, že namáhání zubů převodovky může být při spouštění a zpětném rázu motoru větší než nejvyšší namáhání za jízdy. Posledním záporom spouštění přes převodovku je závislost na spolehlivé funkci spojky. Někdy se stává, že u studeného motoru spojka při spouštění prokluzuje, i když při jízdě pracuje bez závad, protože točivý moment potřebný k přetočení studeného motoru bývá větší než největší točivý moment.

Jednoduché spouštěcí zařízení vychází u motorů se spojkou na klikovém hřídeli, neboť u většího ozubeného kola na hnacím hřídeli převodovky bývá dostatečně velký prostor. Řazení neutrálu před spouštěním a schopnost spojky přenést velký točivý moment je i zde podmínkou.

### *Sekundární převod*

Různé možnosti řešení sekundárního převodu byly uvedeny v úvodních částech „Převodného ústrojí“. V dalším se nebudeme zabývat převodem kloubovým hřídelem, neboť zájemci o toto téma mohou využít literatury o převodech automobilů, ale povšimneme si problematiky sekundárního řetězu.



Výhody sekundárního řetězu jsou analogické výhodám primárního řetězu uvedeným v části „Primární řetěz“, mnohem příznivěji však se zde projevují možnosti překlenutí větší osové vzdálenosti a menší nároky na přesnost. Hlavním záporem primárního řetězu byla nevhodnost pro vysoké otáčky, avšak i tento problém u sekundárního řetězu odpadá.

Při výpočtu namáhání řetězu můžeme odstředivou sílu zcela zanedbat, neuvažujeme-li ovšem případ silničních závodních motocyklů s rychlostí nad 250 km/h. Tah řetězu určíme z největšího točivého momentu motoru. Nejvyšší tažná síla bude při zařazeném rychlostním stupni:

$$P_s = \frac{M_{t\max} p_1 p_l}{r_k} \quad (\text{N}),$$

kde  $P_s$  je tažná síla v řetězu (N),

$M_{t\max}$  – největší točivý moment motoru (N m),

$p_1$  – primární převod,

$p_l$  – převod na nejnižší stupeň,

$r_k$  – roztečný průměr řetězového kola na převodovce (m).

Největší vypočtená síla v řetězu musí být vynásobena bezpečností stanovenou s přihlédnutím k možnostem vzniku rázů a tento součin má být vždy nižší než pevnost daného řetězu na přetržení uvedená v tabulkách. Bezpečnost volíme nejméně 3 pro cestovní a běžné sportovní motocykly a 4 až 5 pro soutěžní a terénní stroje.

Pro motocykly určené i k provozu v terénu se osvědčil jednoduchý výpočet tažné síly v řetězu z maximální síly, kterou je schopna přenést pneumatika. Tah v řetězu je potom dán vztahem

$$P_s = \frac{G_z g f r_v}{r_{kz}} \quad (\text{N}),$$

kde  $G_z$  je hmotnost zatíženého stroje připadající na zadní kolo (kg),

$g$  – tíhové zrychlení ( $\text{m/s}^2$ ),

$f$  – součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou,

$r_v$  – valivý poloměr zadní pneumatiky (z tabulek) (m),

$r_{kz}$  – roztečný poloměr zadního řetězového kola (m).

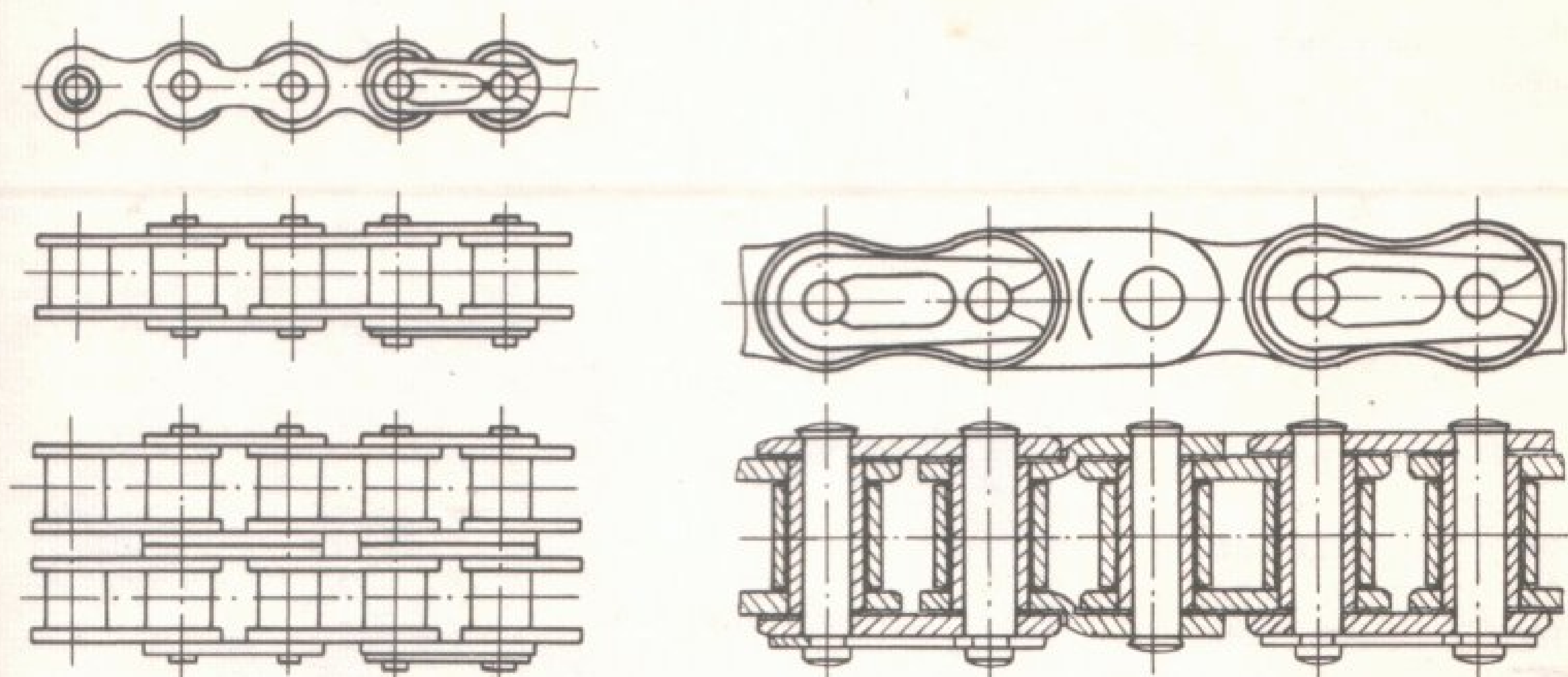
Vzhledem k tomu, že vztah neuvažuje zvýšení namáhání při dynamickém stlačení motocyklu k zemi, osvědčilo se v praxi nahrazovat hodnotu  $G_z$  celou hmotností zatíženého stroje. Velikost součinitele  $f$  uvažujeme zpravidla v hodnotě 0,8 až 0,9.

Při tomto způsobu výpočtu vyhovuje i pro terénní motocykly bezpečnost  $s = 3$ .

Při výpočtu sekundárního řetězu pro rychlé velkoobjemové motocykly však narážíme na značné potíže, neboť hodnota vypočtené tažné síly v řetězu je vysoká, běžnými konstrukčními úpravami již nejde snížit a dostatečně pevný řetěz při-



žatelných rozměrů není k dispozici. Největší běžně používaný rozměr řetězu  $5/8" \times 3/8"$  pro nejvýkonnější motocykly nedává dostatečnou bezpečnost. Přetržení řetězu není časté, ale v některých případech je celková životnost jakostního řetězu na moderním velkoobjemovém stroji 2 000 km při prudší jízdě s 300kilometrovými intervaly pro napínání řetězu.



Jednořadový a dvouřadový válečkový řetěz

Montáž tzv. půlčlánku podstatně snižuje pevnost řetězu

Zvýšení životnosti řetězu při zachování požadovaného výkonu motoru i převodových poměrů je možné se zřetelem na uvedené vzorce zvětšením roztečného poloměru zadního řetězového kola. Touto úpravou vzroste výhodně i počet zubů menšího řetězového kola a klesne nepříjemná dříve uvedená (viz část „Primární převod“) nerovnoměrnost tahu řetězu. Naproti tomu se však zvětší celkové rozměry řetězového převodu a při dalším zvětšování zadního řetězového kola může dojít vlivem zmenšené světlosti motocyklu i k brodění řetězu blátem.

Další možností podstatného zvýšení životnosti řetězu je nahrazení jednořadového řetězu dvouřadovým řetězem se stejnou roztečí. Tato přestavba je spojena se vzrůstem hmotnosti, ale přesto někteří jednotlivci nebo dokonce i malé firmy tímto způsobem řeší úpravu řetězu na velkoobjemových motocyklech.

Nejdůležitější vliv na životnost řetězu má však jeho mazání a ochrana před nečistotami. Původně byl řetěz na cestovních i sportovních motocyklech zcela nekrytý. Dalším vývojovým stupněm byl lehký kryt řetězu zabraňující přímému nánosu bláta od pneumatiky a později vnější kryt chránící jezdce a jeho oděv. Lepší ochranu před prachem a blátem nabízely uzavřené plechové kryty, které však přinášely potíže; nebyly těsné a někdy se do nich nečistoty přímo napěchovaly, řetěz nebylo možno snadno kontrolovat ani seřizovat a volný řetěz často způsoboval klepání.

Nejmodernějším prvkem ochrany je těsný a pružný kryt řetězu, zpravidla složený ze tří hlavních částí. Přední díl vytvářejí přímo odlitky skříně převodovky anebo je plechový a výkyvný kolem osy řetězového kola. Na vývody předního



dílu jsou nasazeny tvarované pryžové hadice, jejichž vnitřní část svým žebrem vede řetěz za rolničky a vnitřní destičky. Zadní díl zakrývá zadní řetězové kolo a je opět upraven pro napojení pryžových hadic. K vyrovnání propnutí kola a posuvu kola v kývačce při napínání řetězu jsou pryžové hadice na koncích rozšířené do tvaru harmoniky.

Tab. 3. Hlavní údaje válečkových řetězů podle ČSN 02 3311\*)  
(Výrobce ČZM Strakonice)

Řetěz podle ČSN	Rozměr v palcích	Rozteč (mm)	Počet řad	Vnitřní šířka (mm)	Max. šířka řetězu se spojkou (mm)	Pevnost při přetržení (kp)	Hmotnost 1 m (kg)
06 B	3/8 × 7/32	9,525	1	5,72	13,50	910	0,41
06 B	2 × 3/8 × 7/32	9,525	2	5,72	31,00	1 730	0,78
082	1/2 × 3/32	12,70	1	2,38	10,00	900	0,26
081	1/2 × 1/8			3,30	10,00	750	0,40
086	1/2 × 13/64			5,21	12,00	1 820	0,56
08 B	1/2 × 5/16			7,75	12,00	1 820	0,75
08 B	2 × 1/2 × 5/16	12,70	2	7,75	31,00	3 200	1,35
101	5/8 × 1/4	15,875	1	6,48	16,40	2 300	0,80
10 B	5/8 × 3/8			9,65	19,60	2 300	0,95
10 B	2 × 5/8 × 3/8	15,875	2	9,65	36,20	4 540	1,85
12 A	3/4 × 1/2	19,05	1	12,70	26,90	3 200	1,47
12 B	3/4 × 29/64			11,68	22,70	3 000	1,25
12 A	2 × 3/4 × 1/2	19,05	2	12,70	49,80	6 400	2,90
12 B	2 × 3/4 × 29/64			11,68	42,20	5 900	2,50

\*) Nová norma dosud vydána nebyla, proto je uvedena norma dosavadní s dříve používanou jednotkou síly 1 kp.

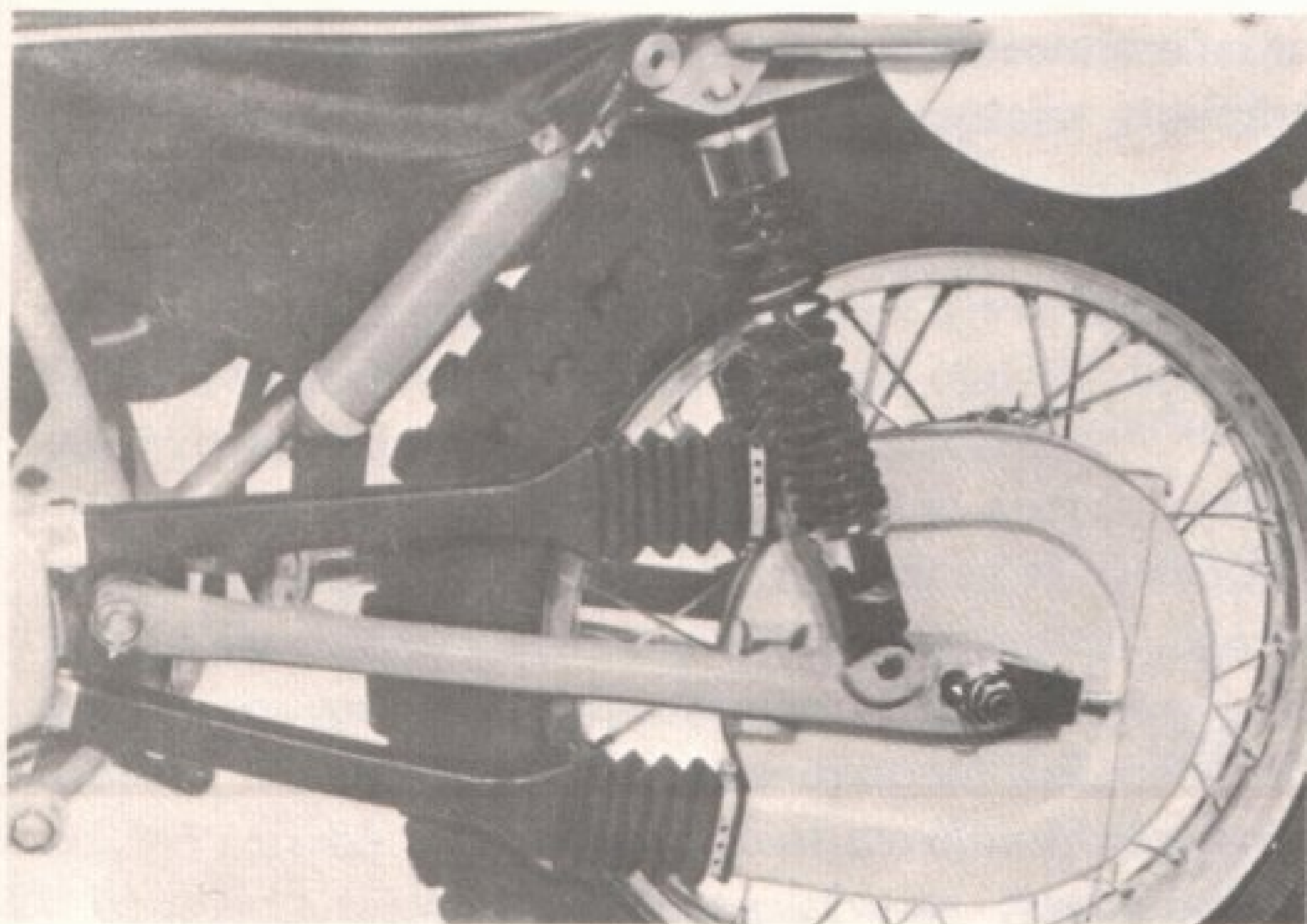
Velký vliv na funkci sekundárního řetězu má jeho správné napnutí. Jednoduché je seřízení napnutí řetězu u mopedů a speciálních motocyklů s neodpruženým kolem. Velmi nepříznivé byly poměry u kluzákového pružení, kde se řetěz v krajních polohách příliš napínal. U zadních kývaček má při propnutí zadního kola o polovinu maximálního zdvihu osa řetězového kola na převodovce ležet v rovině s osou čepu kývačky a osou zadního kola. Potom se řetěz v obou krajních polohách pouze stejnoměrně uvolňuje a změna jeho napnutí je tím menší, čím blíže leží čep kývačky k ose řetězového kola.

Moderní tendencí v údržbě řetězového převodu je poměrně více napjatý řetěz. Volný řetěz je dosti nebezpečný, neboť umožňuje vznik rázů, které mohou způsobit

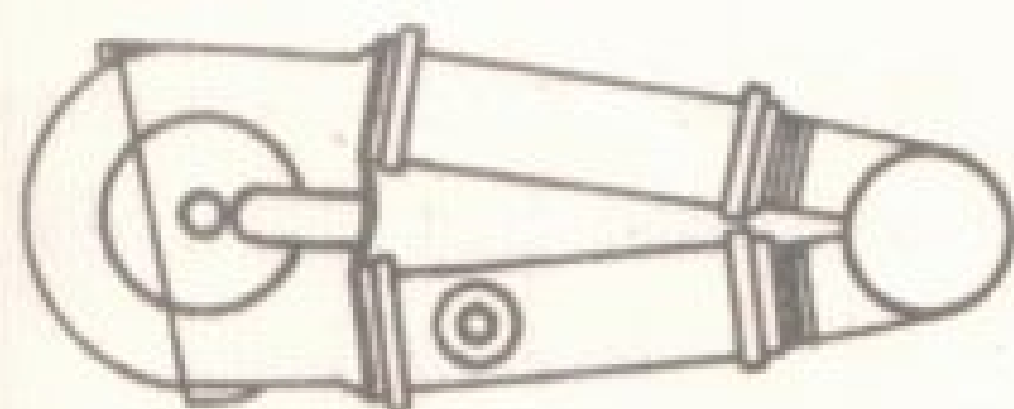


jeho přetržení nebo vážné poškození převodovky. Naprosto nesprávný je názor některých jezdců a mechaniků, že volný řetěz je pružný a působí jako tlumič záběru.

Důležitá pro správnou činnost řetězu je i kontrola zákrytu obou řetězových kol. K jeho porušení dochází nejčastěji při deformaci kývačky. Velkou péčí je třeba věnovat i míře opotřebení, resp. správnému tvaru ozubení řetězových kol a vlastnímu materiálu i tepelnému zpracování menšího kola. Zadní řetězové kolo pro speciální stroje může být i z lehkého duralového plechu. Životnost obou kol a řetězu je volena zpravidla tak, že nejvhodnější je výměna všech těchto dílů současně.



Zcela uzavřený kryt s pryžovými vodicími kryty je na soutěžních motocyklech Jawa



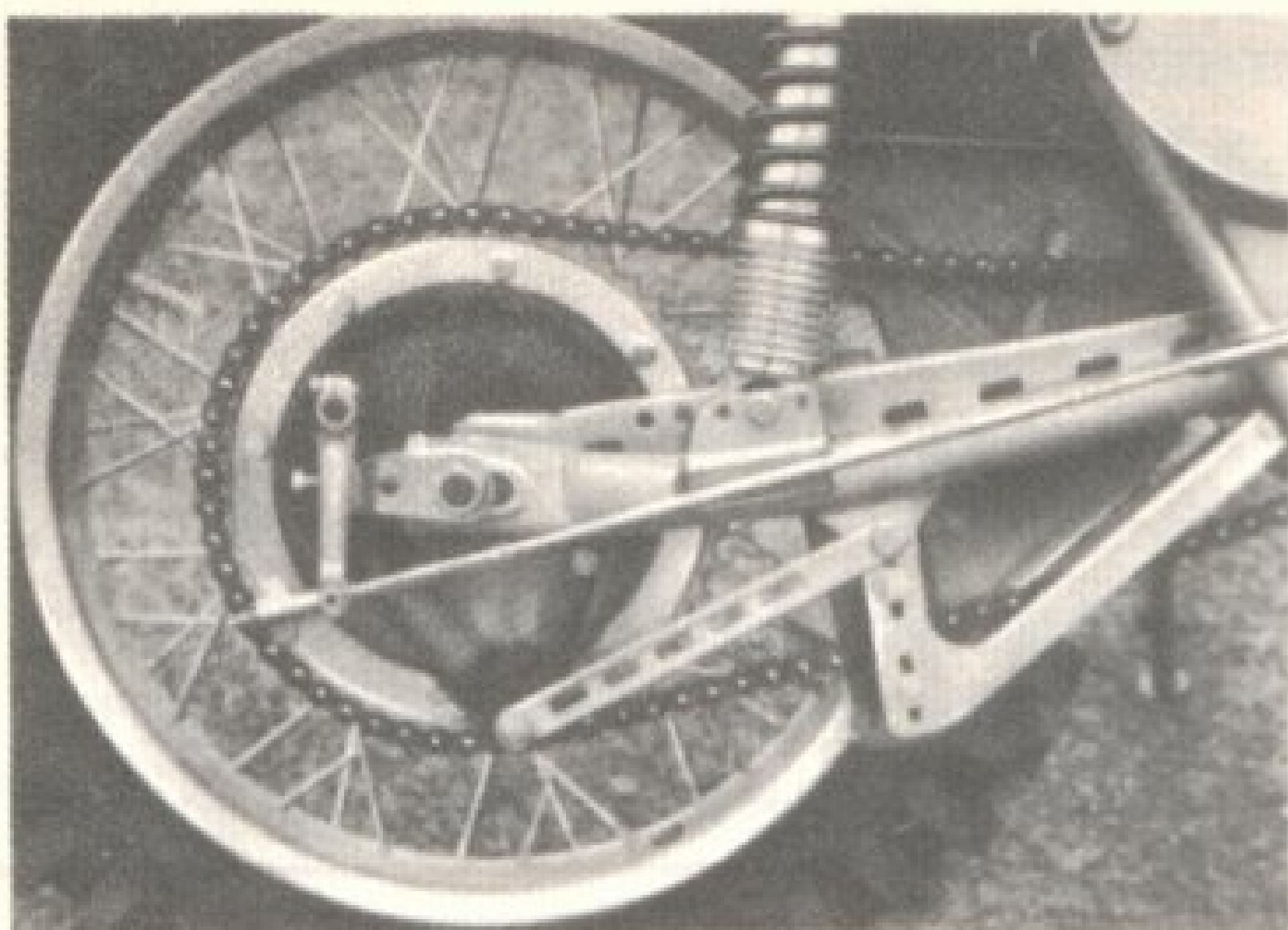
Životnost sekundárních řetězů je na moderních velkoobjemových motocyklech velmi nízká, a tak některé menší firmy nabízejí dodatečnou montáž krytu podobného typu, jako je na obr. z nabídky holandské firmy Potter

Na rozdíl od výroby ozubených kol, která je velmi dobře zavedena v každé běžnější strojírenské produkci, jsou ve zhotovování řetězových kol často nejasnosti.

Účelný a správný profil zubu je výsledkem dlouhodobých teoretických studií i praktických zkoušek. Řetězová kola s přesně evolventním ozubením nejsou v provozu výhodná, neboť váleček řetězu je krátkou dobu v záběru s bokem zubu. Navíc dochází ke špatnému záběru při řetězu i jen částečně vytaženém.

Nejvhodnější tvary boků zubů řetězových kol jsou dnes stanoveny mezinárodní normou a zuby kol se buď frézují, nebo hoblují. Měří se tvarovou měrkou nebo se tvar porovnává s přesně nakresleným profilem ve zvětšení na matnici promítacího přístroje.





Příklad vodítka řetězu

Velmi důležité je i dodržení roztečného, patního a hlavového průměru řetězového kola, jejichž hodnoty udávají tyto vztahy:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{z}} \quad (\text{mm}),$$

kde  $d_1$  je průměr roztečné kružnice (mm),

$t$  – rozteč řetězu (mm),

$z$  – počet zubů řetězového kola;

$$d_h = d_1 + 0,5d \quad (\text{mm}) \quad \text{pro} \quad z \leq 16,$$

$$d_h = d_1 + 0,6d \quad (\text{mm}) \quad \text{pro} \quad z > 16,$$

kde  $d_h$  je průměr hlavové kružnice (mm),

$d$  – průměr válečku řetězu (mm);

$$d_p = d_1 - d \quad (\text{mm}),$$

$d_p$  je průměr patní kružnice (mm).

Praktickou kontrolou vyrobeného řetězového kola je opásání kola novým řetězem. Řetěz se musí uložit do zubových mezer bez násilí a nesmí mít na kole výškovou vůli.

Axiální vůle řetězu na kole má být u rozměrů motocyklových řetězových kol asi 0,5 mm. Důležité je rovněž pozvolné zmenšení tloušťky řetězového kola počínající již u roztečné kružnice. Toto stranové ztenčení vrcholů zubů umožní lepší nabíhání řetězu zejména při jeho mimořádných bočních výchylkách.

Zvláštností řetězového převodu všech terénních a některých soutěžních motocyklů je takzvané vodítka řetězu. Je to samostatný a většinou dosti robustní držák, který navádí spodní větev řetězu na zadní řetězové kolo. Tento držák je přišroubovaný nebo v některých případech i přivařený na zadní kývačku. Řetěz se dotýká vnějšími stranami destiček vnitřních boků držáku pouze při abnormální výchylce – v normálním stavu má řetěz hladce probíhat.

Dobře se osvědčují i držáky s kladkou vedoucí řetěz za vnitřní stěny boků článků a držáky s odpruženými kladkami pro pomocné napínání řetězu.



## 7. PODVOZEK

Stejně jako motor s převodným ústrojím prošel i podvozek jednostopých motorových vozidel dlouhou a pestrou vývojovou cestou. V nejranější minulosti motocyklů byl postaven dokonce i dřevěný rám, avšak skutečným základem i vzorem pro stavbu motocyklového šasi se stalo jízdní kolo. V první vývojové etapě byla ponechána i šlapadla a pouze střední část rámu byla upravena pro montáž motoru. Později dochází k nutnému zesilování a vyztužování vlastního rámu a k přestavbě pevné přední vidlice na odpruženou. Klasický jednoduchý uzavřený trubkový rám s přední paralelogramovou vidlicí byl po celá desetiletí nejúspěšnější koncepcí řešení podvozku motocyklu. Teprve po druhé světové válce převládají teleskopické nebo výjimečně kyvné přední vidlice nad vahadlovými a začíná i rozmach strojů s odpruženým zadním kolem – nejdříve krátkou dobu kluzákovým odpružením a později kývačkou.

Umístění motoru uprostřed rámu se spolu s pohonem zadního kola, přední teleskopickou a zadní kyvnou vidlicí stává hlavním rysem dnešní konstrukce klasického motocyklu. Pouze některé mopedy a malé motocykly mají pevné zadní kolo a podvozek s neodpruženým předním kolem je na ústupu i u nejlevnějších mopedů. Koncepce šasi skútru je často odlišná, neboť střední část rámu je obvykle značně snižena pro pohodlné nastupování. Motor se přemisťuje k zadnímu kolu a často je i výkyvně uložen na kývačce. Rovněž uspořádání přední části skútru bývá odlišné od motocyklu, neboť přední vidlice má pro snížení stavební výšky u skútru vzhledem k jeho obvyklým provozním podmínkám malé propružení a je většinou kyvná, někdy i s letmým uložením kola.

### 7.1 RÁM

Podle uspořádání hlavní nosné části podvozku se dělí jednostopá motorová vozidla na stroje se samonosnou karosérií a s nosným rámem.

Na rozdíl od stavby moderních automobilů je u jednostopých motorových vozidel první skupina zastoupena poměrně menším počtem typů, přičemž jde většinou o skútry.

Samonosná karosérie u skútru má podobné řešení jako u automobilu. Svařením poměrně rozměrných výlisků z ocelového plechu vznikne prostorově tuhý celek, v kterém jsou přivařeny výztuhy pro uložení přední i zadní vidlice, motoru a dalších dílů. Při návrhu nosné karosérie je třeba brát v úvahu pevnostní namáhání v jednotlivých místech a podle toho volit potřebné tvary i tloušťky plechů, popř. přidávat další výztužné prvky. Při vysoké prostorové tuhosti samonosné karosérie



se abnormální namáhání v některé části neprojeví větší deformací jako u trubkových rámu, ale dojde brzy k nepříjemným prasklinám.

Nejúspěšnější řešení samonosné karosérie u skútru má v přední horní části výztuhy pro uložení sloupku řízení a dále zastává karosérie funkci chráničů kolen. Ve spodní střední části je samonosná karosérie obvykle vyztužena rozměrnější trubkou, neboť střední část je snižena a vlastní profil karosérie nemá potřebnou výšku. Karosérie nahrazuje i stupačky včetně ochrany nohou jezdce proti odstříkující vodě a blátu. Stavebně příznivěji vychází z pevnostního hlediska zadní část karosérie, která přebírá funkci blatníku, schránek a někdy i nádrže a nosné kostry sedla. Velmi důležité je pochopitelně přesné a zvláště pak tuhé a spolehlivé uložení zadní kývačky, na které bývá upevněn také motor i s celým převodným ústrojím.

Kromě skútrů a motocyklů miniaturních rozměrů je třeba do skupiny samonosných karosérií zahrnout i bezrámové uspořádání některých silničních závodních motocyklů. Páteřovou nosnou část vozidla zde tvoří vhodně tvarovaná palivová nádrž s kostrou sedla a dolů vybíhajícím prostorovým příchytom motoru a zadní kyvné vidlice. Tato koncepce přináší hlavní výhodu ve snížení celkové hmotnosti motocyklu, ale naproti tomu se objevují i některé nevýhody. Konstrukčně působí určité potíže vestavění hlavy rámu do přední části nádrže podobně jako řešení nejvíce namáhaného profilu karosérie ve střední části. Nekonvenční je i způsob uložení motoru, neboť klasické přední závěsy motoru jsou příliš vzdálené od hlavního profilu karosérie. Motor pouze zavěšený pod rámem není pro výkonný závodní motocykl rovněž výhodou a navíc není dostatečně využito pevnosti a prostorové tuhosti hlavních odlitků motoru. Často se proto volí tuhé zadní závěsy motoru k rámu, lehké trubky od hlavy rámu k předním příchytům na motoru a pomocné zavěšení hlav válců k rámu.

Materiálem samonosných rámových karosérií u závodních motocyklů je jen zcela výjimečně ocelový plech. Hmotnostně vycházejí příznivěji tyto díly ze skelného laminátu, který má navíc výhodnou technologii výroby pro malé počty kusů závodních strojů. Dalším vhodným materiálem jsou svařované nebo někdy i slepované duralové výlisky a plechy.

### *Rozdělení rámu*

Vlastní nosné rámy jednostopých motorových vozidel se dělí na trubkové, lisované, lité a kombinované.

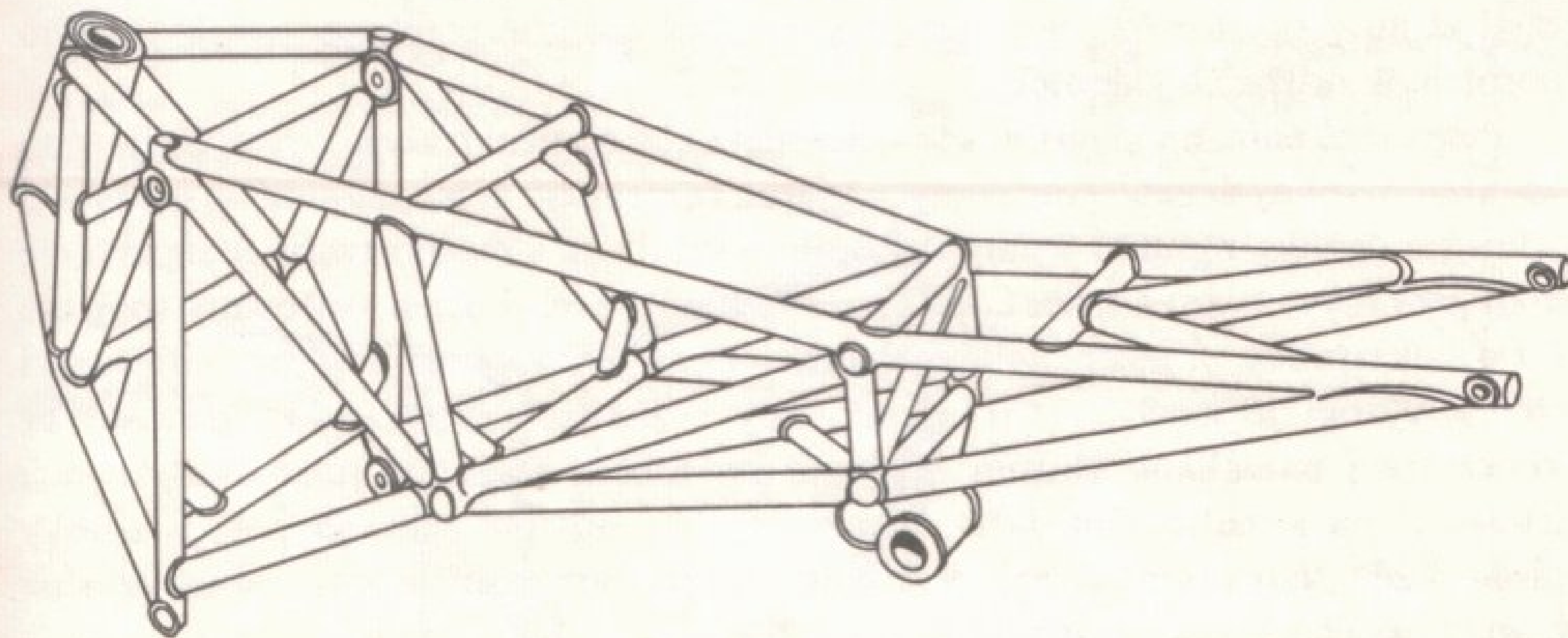
Trubkové rámy jsou pro jednostopá motorová vozidla a zvláště pro motocykly velmi vhodné, neboť jsou lehké, mají vysokou pevnost a při správné konstrukci zajišťují i dostatečnou tuhost. Další jejich výhodou je možnost kusové, malosériové i sériové výroby bez příliš nákladného výrobního zařízení.

Rámy jsou sestaveny z několika kusů rovných nebo tvarovaných trubek různého průřezu, z plechových výztuh a závěsů a pevně spojeny svařováním elektrickým



obloukem nebo plamenem. Jen výjimečně se objevuje dříve oblíbené spájení mědi nebo méně tuhé šroubování. Zvláště namáhané rámy speciálních motocyklů se někdy po svaření žihají pro odstranění vnitřního pnutí.

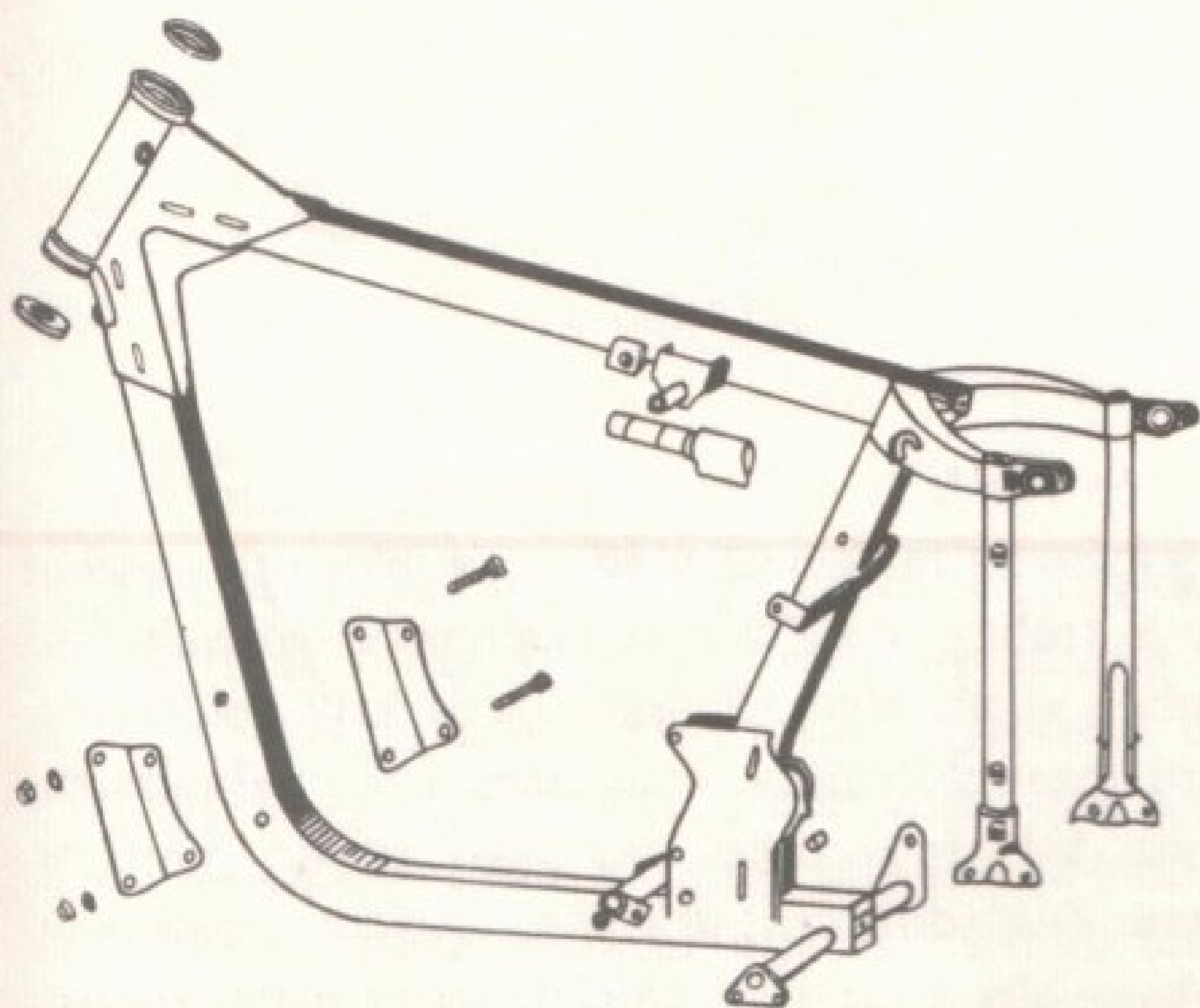
Podle konstrukce můžeme trubkové rámy dělit na uzavřené a otevřené a dále na jednoduché, rozdvojené a dvojité.



Rám silničního závodního motocyklu Norton 750 tvoří prostorově tuhou konstrukci

Klasicky jednoduchý uzavřený rám se skládá z mohutnější přední a lehčí zadní části. Základem přední části je hlava rámu, do jejíž trubky většího průměru jsou nalisoványisky nebo ložiska řízení. K dolní části hlavy rámu je přivařena trubka, která ji spojuje s předními držáky motoru a vede dále pod motorem k závěsu čepu stupaček a k uložení zadní kyvné vidlice.

Horní část rámu tvoří šikmá trubka přivařená k horní části hlavy rámu, která se ohýbá šikmo nebo svisle dolů a spojuje se s dolní trubkou, není-li celá přední část rámu vytvořena z jedné trubky.



Uzavřený jednoduchý trubkový rám z trubek obdélníkového průřezu – Jawa 350 typ 559



Zadní část každého rámu je dvojitá, neboť mezi trubkami prochází zadní kolo. U rámů starší koncepce s neodpruženým zadním kolem nebo se zadními kluzáky byly trubky vedeny k záchytným zadního čepu („osy“) nebo k záchytným kluzáků. U moderních rámů s kyvnou vidlicí je horní zadní dvojitá část většinou vodorovná nebo mírně skloněná a vzadu tvoří úchyt blatníku. Nosnou konstrukci ze zadní části rámu obvykle pomáhají vytvářet dvě šikmé trubky, které jsou spojeny s přední částí rámu v prostoru za motorem a s horními zadními trubkami poblíž záchytných horních ok pružicích jednotek.

Pevnostně namáhaná místa, a to nejčastěji okolí spojení trubek, bývají zesilována navařením rovných nebo tvarovaných výztuh ze stejného nebo podobného materiálu jako jsou trubky rámu. S nejmohutnějšími výztuhami různého tvaru se setkáváme u spojení hlavy rámu s trubkami. Tyto výztuhy zpevňují nejen svařovaný spoj, ale i začátek trubek v jejich nejnamáhanější části. Hlavní zásadou při konstrukci těchto výztuh je jejich tvarování tak, aby v žádném místě trubky nedošlo ke koncentraci namáhání. Dalším možným způsobem zesílení namáhaných konců trubek rámu je nalisování další výztužné trubky dovnitř nebo na povrch trubky rámu. I zde platí zásada o boji proti koncentraci namáhání, a proto jsou výztužné trubky ukončeny vždy dlouhým šikmým řezem.

Na rámu jsou dále přivařeny různé závěsy pro upevnění dalších dílů, např. nádrže paliva, zapalovacích cívek, sedla, schránek, tlumiče sání, zadního blatníku, stojánku apod.



Dvojitý rám soutěžního motocyklu Jawa 350

Základní nevýhodou jednoduchých rámů je menší tuhost vůči bočním deformacím a úzké nebo málo tuhé uchycení zadní kyvné vidlice. Trubka pro uložení kývačky může být sice upevněna k trubce rámu plechovými nebo trubkovými výztuhami, ale i vlastní rámová trubka se při větším namáhání na krut deformuje.

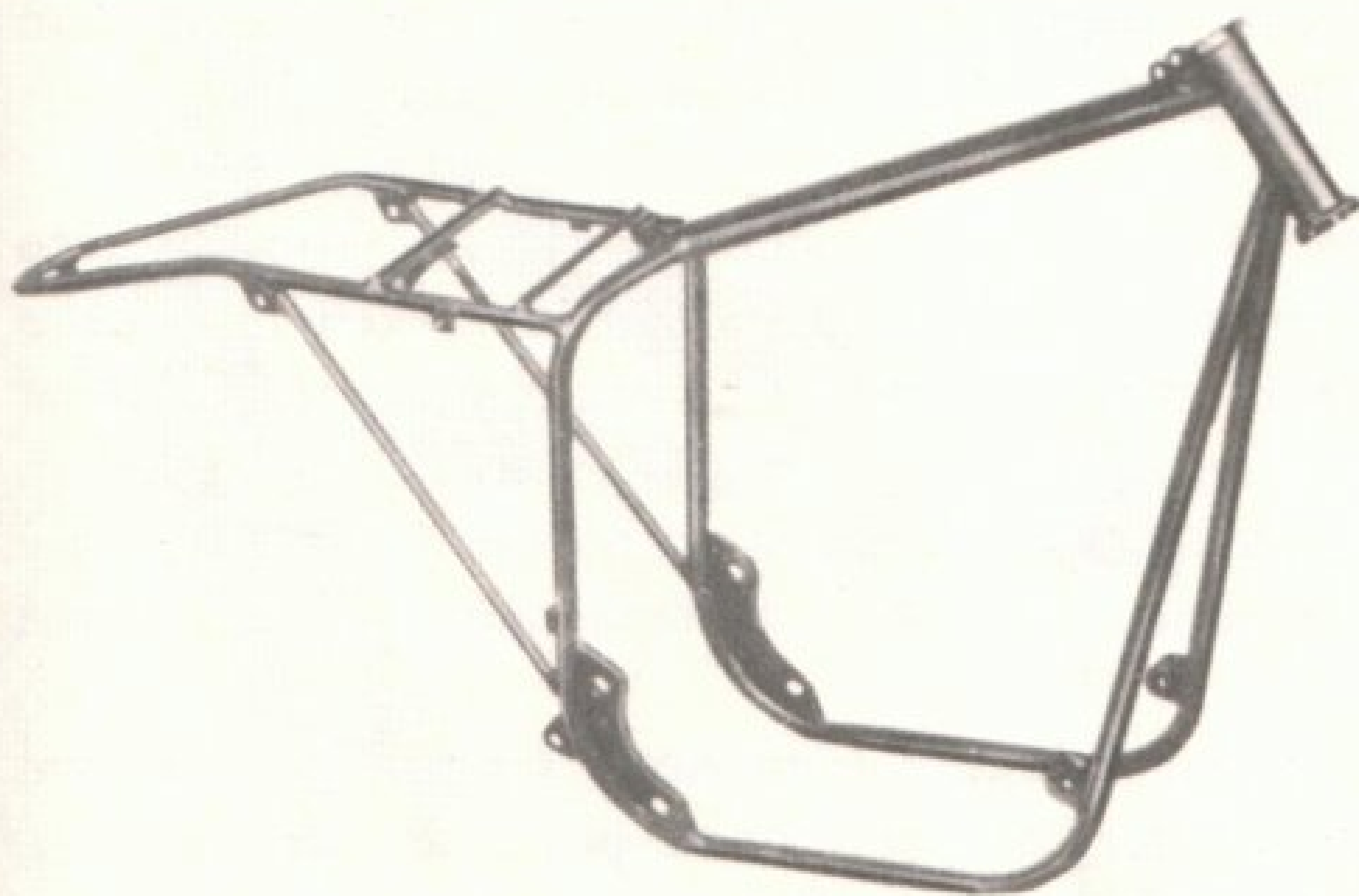
Dvojité rámy mají dvě základní rámové trubky vedle sebe i v přední horní a dolní části rámu. Do hlavy rámu jsou tedy zakotveny čtyři trubky, čímž se dosáhne pevnějšího a tužšího spojení. Základní rámové trubky vedoucí vedle sebe musí být od sebe dostatečně vzdálené, aby se získala náležitá prostorová tuhost.



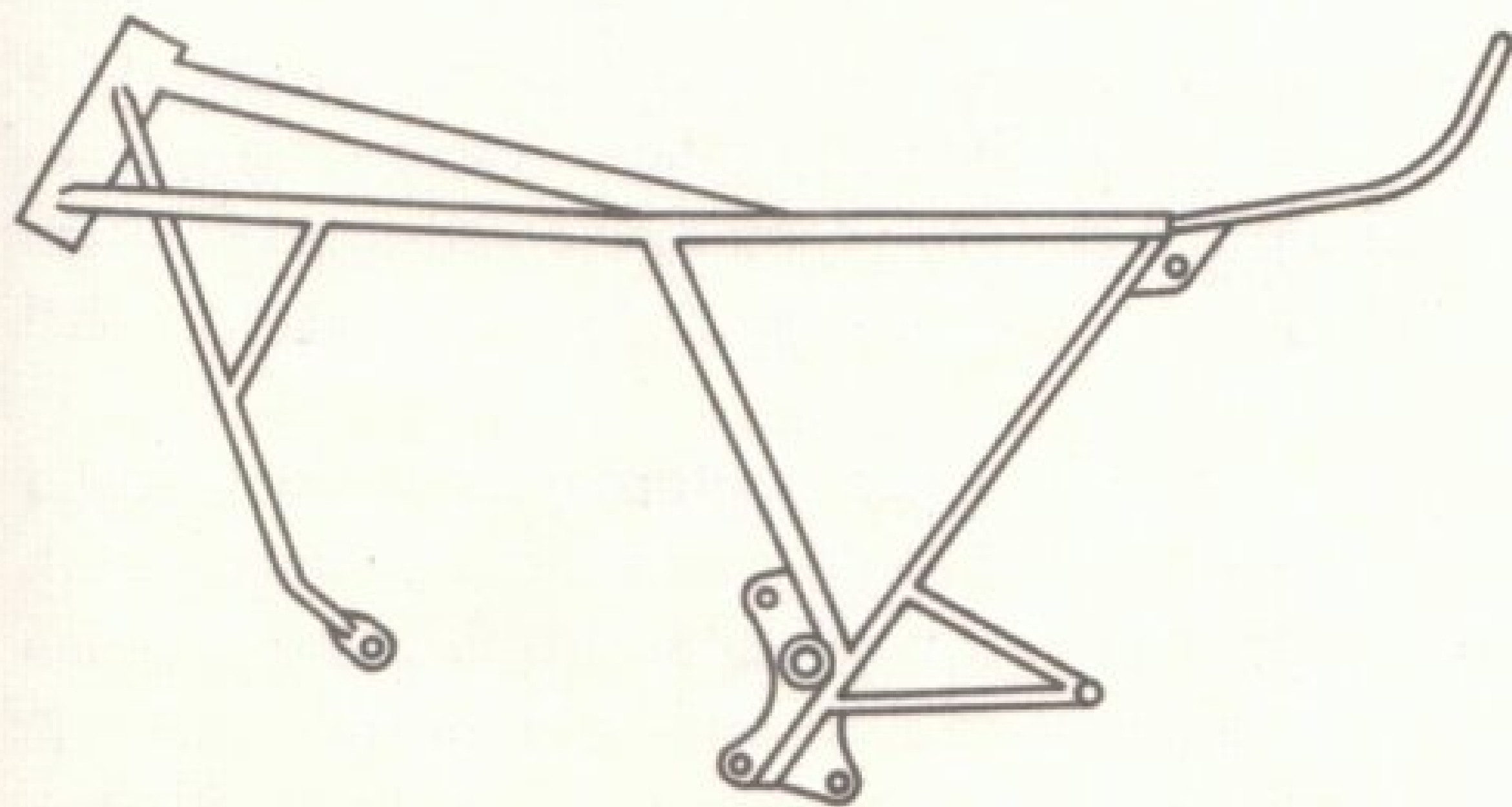
Dvojitý rám je vhodný především pro široké uložení zadní kyvné vidlice i pro upevnění motoru, stojánku, stupaček a zadních šikmých rámových trubek. Nevýhodou dvojitých rámu je vyšší cena, obtížnější svařování tenčích trubek a špatně přístupných míst u hlavy rámu a nutnost širokého tunelu v nádrži.

Rozdvojené rámy jsou dvojité jen v některých svých částech; je to vždy v místě uložení zadní kyvné vidlice.

Rozdvojení rámu začíná nejčastěji pod motorem a končí až pod sedlem, avšak běžné je i řešení s dvojitou celou přední a spodní částí, takže jednoduchá trubka je pouze pod nádrží.



Neobyčejně lehký dole dvojitý rám silničního závodního motocyklu ČZ pochází již z r. 1957



Otevřený rám

Všechny dosud popsané typy rámu patřily do skupiny uzavřených rámu.

Otevřené rámy využívají pevnosti odlitků skříně motoru a někdy i celého motoru jako nosného prvku rámu. Otevřené rámy mohou být opět všech dříve uvedených typů, ale jejich společným znakem je přerušení spodních nosných trubek a možnost jednoduché montáže motoru do rámu.

Výhodou otevřených rámu je někdy nižší hmotnost a cena, nevýhodou u méně pečlivého řešení menší tuhost.



Zvláštním druhem trubkových ráků jsou páteřové rámy, které jsou vlastně modifikací ráků otevřených. Základ zde tvoří dvě trubky kruhového, obdélníkového nebo oválného průřezu obvykle většího profilu. Tyto trubky vycházejí z hlavy rámu, probíhají nad motorem a končí u horních závěsů zadních pružících jednotek.

Lisované rámy jsou druhou skupinou ráků, která našla v motocyklové výrobě široké uplatnění, a to především v oblasti lehkých strojů, vyráběných velkosériově. Výhodou lisovaného rámu je možnost volby libovolného profilu, který se svaří z plechových výlisků.

Tvar profilu se může přesně přizpůsobit průběhu namáhání. Nevýhodou lisovaných ráků je nutnost zhotovení velmi nákladných nástrojů na výrobu výlisků.

Konstrukce lisovaných ráků je přizpůsobena technologii jejich výroby, a proto jde téměř výhradně o různé druhy páteřových ráků. Základním prvkem lisovaného rámu je uzavřený tvarovaný profil ukončený vpředu hlavou rámu a vzadu dvěma tenčími lisovanými nosníky k upevnění sedla, blatníku, horních ok pružících a tlumících jednotek. Hlavní nosný profil má uprostřed mohutný výběžek, který z něho vystupuje plynulými přechody a slouží k zavěšení motoru, čepu kyvné vidlice a stupaček.

Do skupiny lisovaných ráků zahrnujeme i řadu ráků s hlavním lisovaným nosným profilem doplněným přivařenými nebo jinak připevněnými trubkami k upevnění přední části motoru nebo některých dílů šasi.

Zvláštním druhem jsou lisované rámy, kde hlavní nosnou část tvoří dva rovnoběžné profily, které se spojují v zakotvení do hlavy rámu.

Tyto nosné průřezy běží většinou těsně nad skříní motoru a mohou svým tvarem přispět i k chlazení válce, popř. válců. Výhodou tohoto řešení proti obvyklému typu lisovaného rámu je tužší uložení motoru i čepu kyvné vidlice a vytvoření dostatečného prostoru pro nádrž; jeho nevýhodou je složitost a často i větší hmotnost.

Lité rámy se v širším měřítku u jednostopých motorových vozidel dosud neuplatnily. Výhodou je sice možnost volby požadovaných tvarů i průřezů, avšak odlitek je výrobně značně náročný. Podstatnou nevýhodou litých ráků je jejich křehkost a sklon k praskání, i když jsou zpravidla z jakostních slitin lehkých kovů.

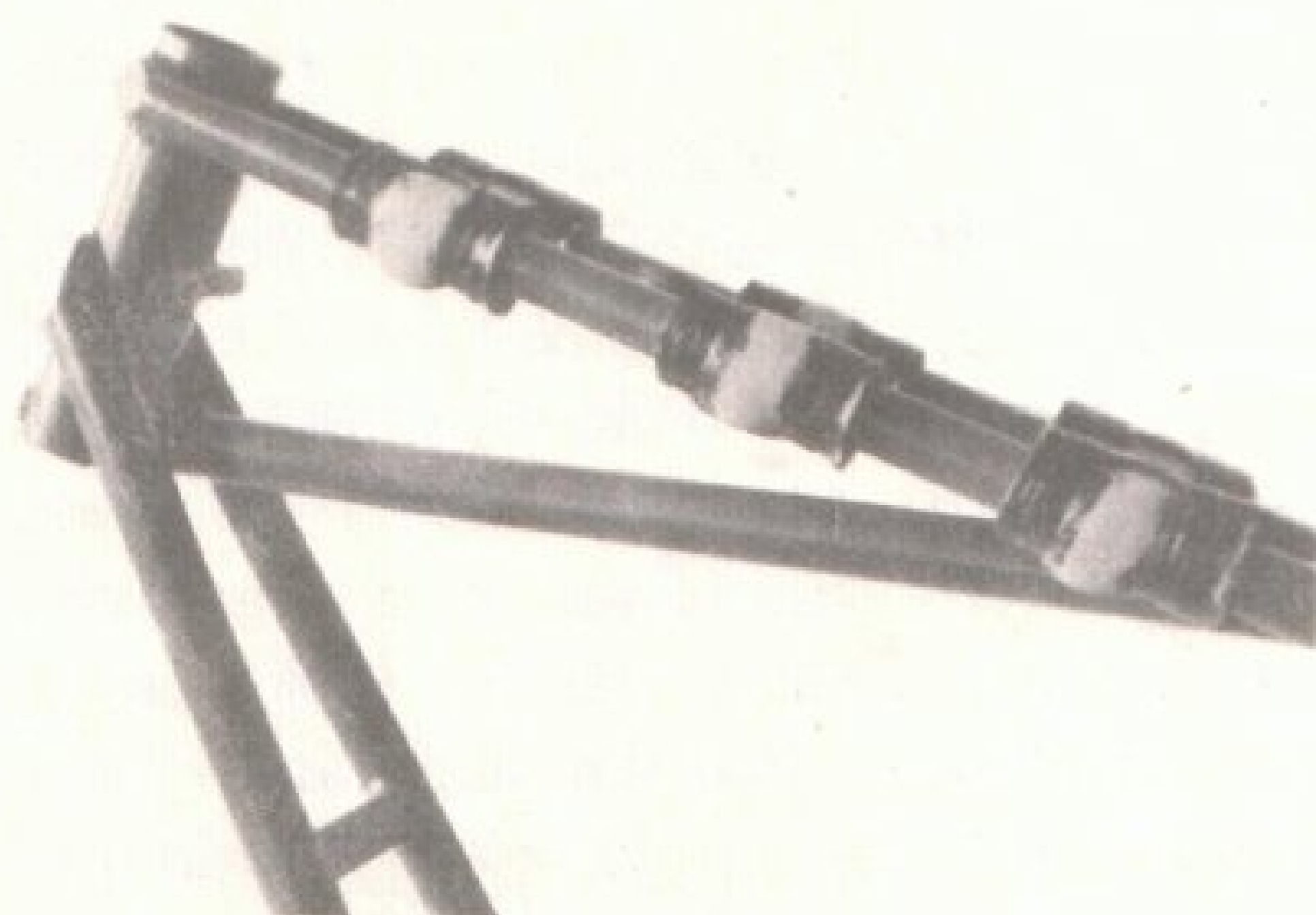
Kombinované rámy jsou poslední nejpestřejší skupinou ráků, která se však rovněž nerozšířila. Jsou spojením nejen trubkových a lisovaných ráků, ale často mají jako důležitý stavební díl odlitek nebo i výkovek. Kombinovaný rám se může např. skládat z odlitku ze slitin lehkých kovů, tvořícího hlavu, celou spodní přední část rámu i s upevněním pro motor, a z trubkové horní a zadní části rámu.

### *Detaily rámu*

Při stavbě rámu jakéhokoli typu je třeba vyřešit několik společných problémů, z nichž na prvním místě je spojení hlavy rámu s jeho dalšími díly.



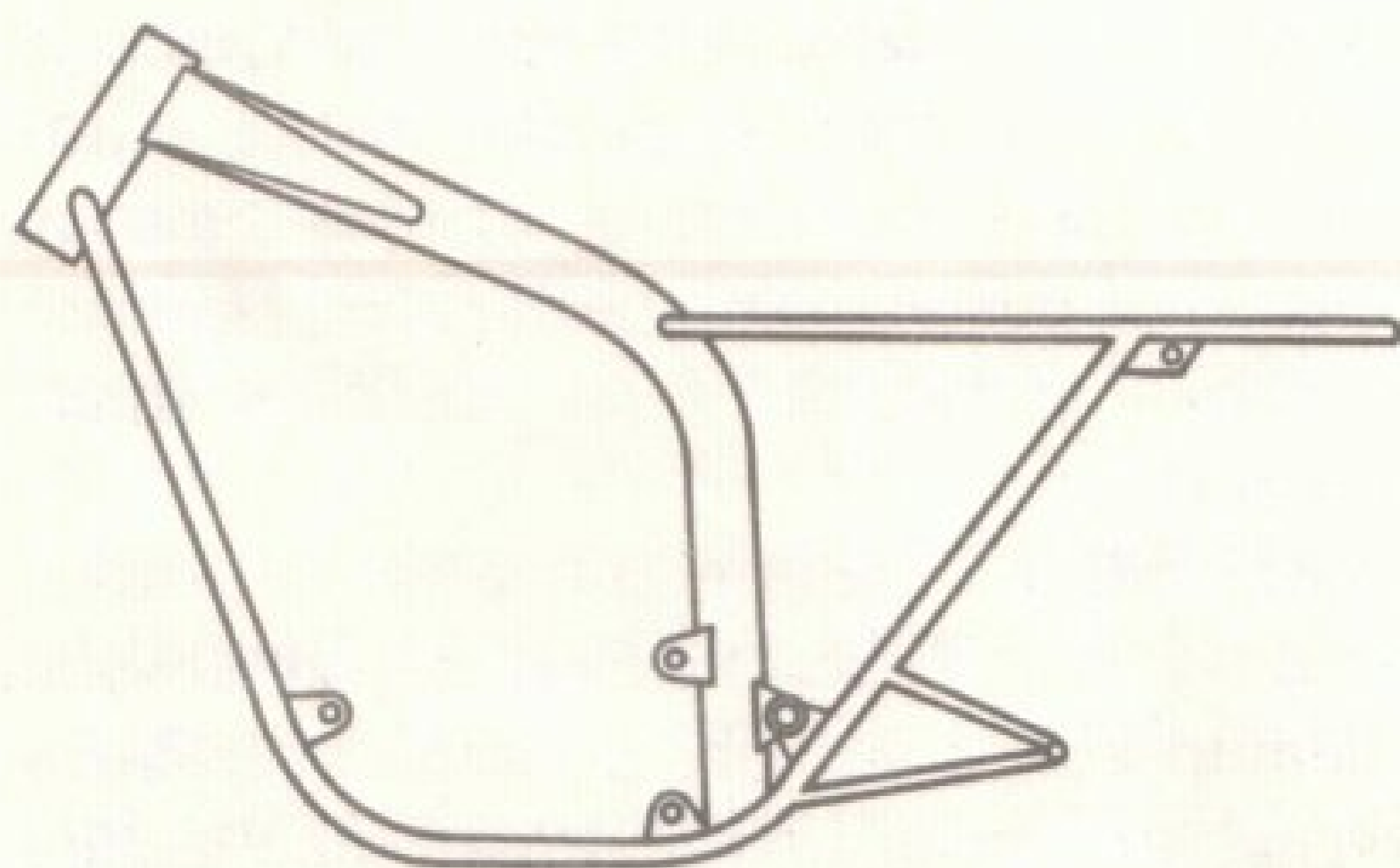
U trubkových rámu byla dříve k horní části hlavy rámu přivařena horní trubka a k dolní části přední trubka. Svařované spojení bylo často zesíleno malými plechovými výztuhami. Se vzrůstajícím namáháním rámu, a to především od prudké jízdy na špatném povrchu vozovky, vzrůstalo i namáhání ve spojení hlavních rámových trubek s hlavou rámu. U rámu se projevovала nejčastěji trvalá deformace vedoucí k tzv. natažení rámu nebo docházelo k trhlinám u výztužných plechů nebo i trubek. Výztužné plechy se proto postupně zvětšovaly a přivařovaly výhradně v neutrální rovině uvažovaného ohybového namáhání hlavních trubek.



Zvlášť tuhé uspořádání horní části rámu s nosným trojúhelníkem u soutěžního motocyklu. Výhodné je zde i zakotvení rámových trubek bez ohybu do hlavy rámu

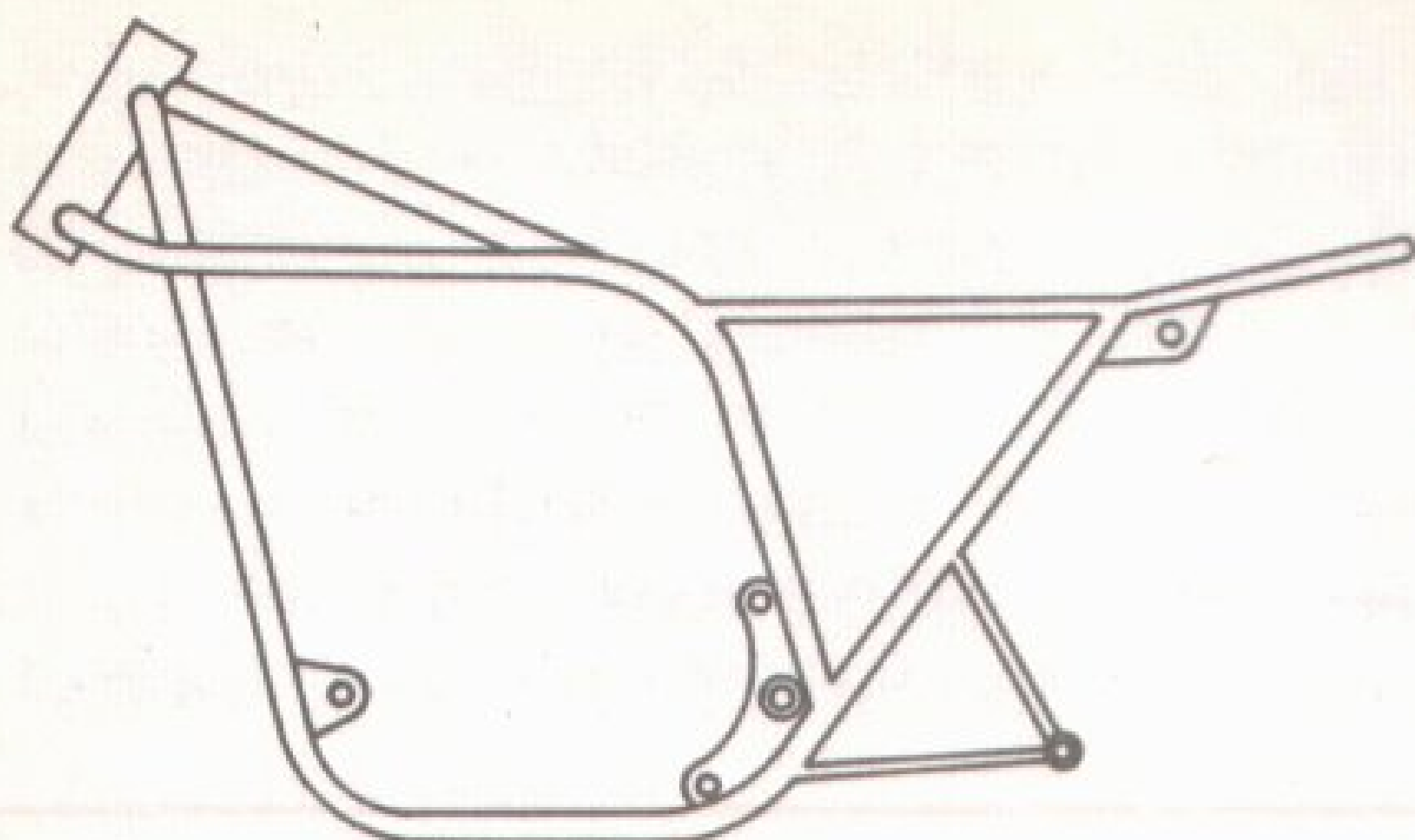
Pro moderní motocykly určené pro mimořádné podmínky jízdy v terénu se velmi dobře osvědčuje stavba rámu s horním nosným trojúhelníkem tvořeným hlavou rámu dvěma nad sebou umístěnými trubkami. Tyto dvě trubky jsou přivařeny u konců trubky hlavy rámu a spojují se až u přední části sedla. Koncepte horního nosného trojúhelníku je vhodná i pro dvojitý trubkový rám. Rozdíl proti jednoduchému rámu je zde pouze v tom, že horní trubku nahrazují trubky dvě.

Technologicky výhodnějším řešením přední horní části rámu je pouze jedna horní rámová trubka, avšak mimořádně velkého průměru. Vznikne dostatečně dlouhý svar ve spojení této trubky s hlavou rámu a také přivaření zadních trubek vychází konstrukčně výhodně. Předností této koncepce je dále možnost využití vnitřního objemu horní trubky pro nádrž oleje.



Uzavřený rám s mimořádně mohutnou horní trubkou





Příklad rámu s překříženými  
trubkami za hlavou rámu,  
doplněný horní výztužnou  
trubkou

U velkoobjemových motocyklů a zvláště pak u silničních závodních strojů vystupuje požadavek velké palivové nádrže při nízké stavbě stroje. Tento požadavek si vynucuje snížení horní rámové trubky, aby nevznikal příliš hluboký tunel v nádrži. Horní trubka bývá proto přivařena k dolní části hlavy rámu a přední rámové trubky naopak k její horní části. Překřížení trubek je potom možné zesílit vhodně tvarovanými plechovými výztuhami přivařenými k rámovým trubkám. Je však třeba upozornit na skutečnost, že stavba rámu s překříženými trubkami za hlavou není konstrukčně jednoduchou záležitostí a tento rámový uzel se musí důkladně ověřit před zavedením rámu do sériové výroby nebo pro sportovní účely. V žádném případě však rám s překříženými trubkami nezaručuje podobnou tuhost pro jízdu v terénu jako rám s horním nosným trojúhelníkem.

Hlava rámu s ložisky a způsob řešení tohoto významného detailu může ovlivnit i ovladatelnost stroje. Vlastní hlavu zpravidla tvoří trubka většího průměru a ložiska jsou do ní nalisována. Jedinou výjimkou z této úspěšné a zcela běžné praxe jsou některé plochodrážní motocykly, které mají v hlavě rámu nalisovaná bronzová pouzdra, v nichž se natáčí sloupek řízení. U plochodrážních motocyklů nemusí být řízení citlivé, nevádí poněkud těžší otáčení a navíc se nesleduje životnost, neboť za celou sezónu absolvuje tento motocykl pouze několik provozních hodin. Konstrukce s pouzdry je lehčí a to je pro tento případ rozhodující.

Klasické valivé uložení přední vidlice s ložiskovými miskami a kuličkami bylo převzato z jízdních kol a osvědčuje se od samého počátku vývoje motocyklů. Dvě ložiskové misky jsou s menším přesahem nalisovány vnějším průměrem do hlavy rámu a druhé dvě těsně nasunuty na sloupek řízení. Vůle řízení se vymezuje maticí na závitu sloupku řízení a po správném seřízení se poloha matice zajistí druhou pojistnou maticí. Zkušení mechanici zpravidla dotahují seřizovací matici, až je pohyb ložisek tuhý a potom ji opět lehce povolí – tím je zaručeno správné nastavení. Pro mazání zde vyhoví automobilový tuk běžné jakosti, který slouží mimo jiné i pro „nalepení“ kuliček při montáži.

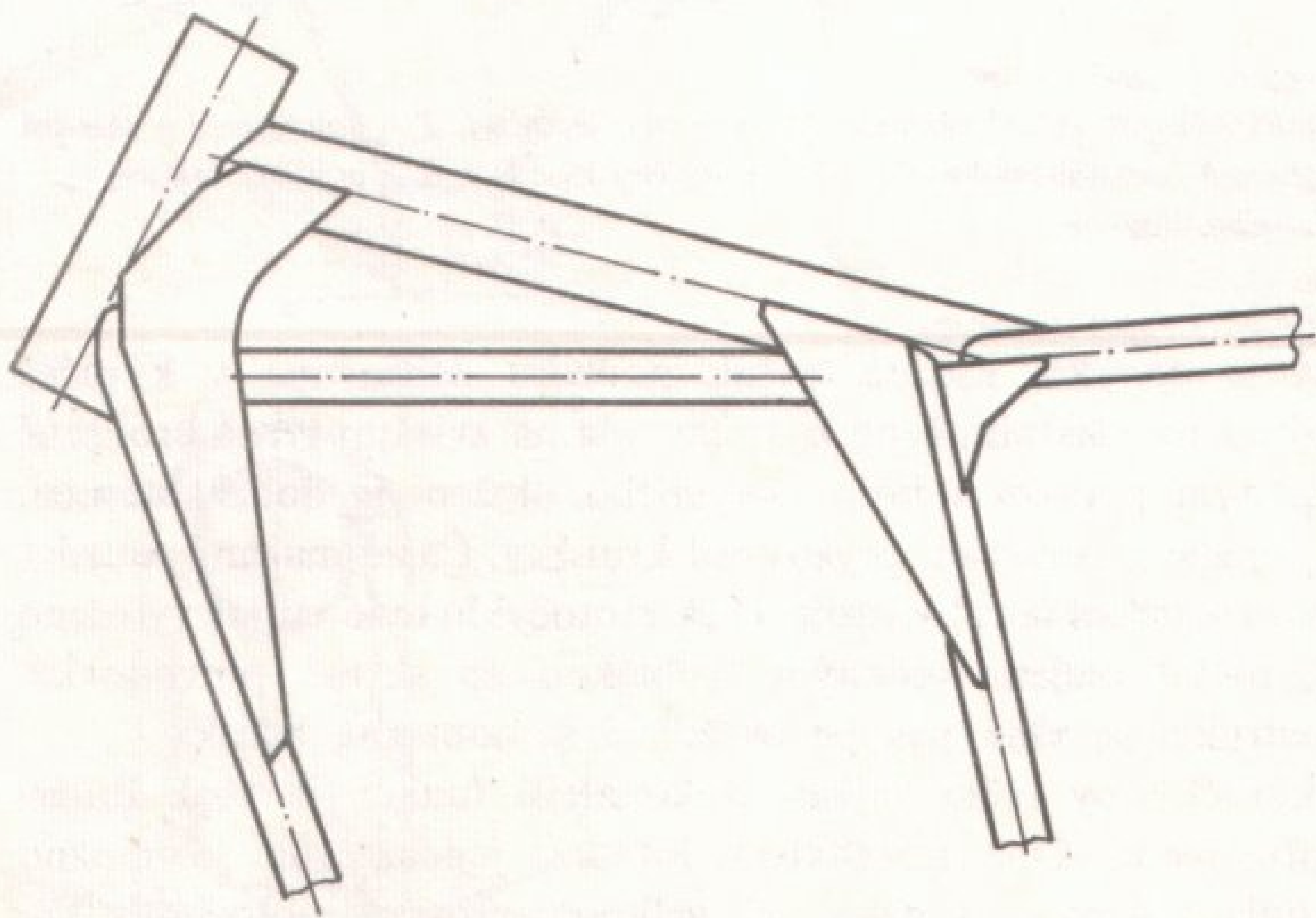
Spolehlivějším způsobem uložení přední vidlice v rámu jsou dvě valivá ložiska, a to nejlépe kuželíková, u nichž je bodový styk kuliček nahrazen přímkovým. Jde o podobný typ uložení jako u předního kola automobilu. Drahá kuželíková ložiska jsou někdy nahrazena kuličkovými, která mají rovněž dostatečnou axiální



únosnost. Není-li mezi vnitřními kroužky ložisek rozpěrka, je třeba vůli ložisek seřizovat podobně jako u ložiskových misek a naprostou většinu zatížení přebírá pak spodní ložisko.

S rozpěrkami je možné dotahovat natvrdo, avšak rovnoměrné zatížení ložisek je stejně nejisté, neboť rozpěrka a především hlava rámu není vyrobena v dostatečné třídě přesnosti. S rozpěrkou se může naopak objevit neseřiditelná vůle anebo ztížený pohyb.

Uložení kývačky je dalším důležitým detailem stavby rámu. Při přechodu z kluzákového odpružení na zadní kývačky v padesátých letech se vlastnímu uložení kývačky nevěnovala zvláštní péče, neboť jakákoli kývačka v porovnání se zadním kluzákovým odpružením znamenala podstatné zlepšení ve stranových výkyvech zadního kola a tím v držení stopy motocyklu. Na rámovou trubku jednoduchého trubkového rámu byla zpravidla přivařena krátká vodorovná trubka a svařované spojení bylo vyztuženo dvěma malými výztuhami. Tato vodorovná trubka tvořila základ uložení kývačky; dvě oka kývačky byla umístěna na jejích vnějších stranách.



Příklad účelných mohutných výztuh rámu

Teprve při zkouškách a při provozu vyvstal naléhavý požadavek na tuhé uložení kývačky, který nakonec vyvolal stavbu rozdvojených a dvojitých rámů. K tuhosti uložení zadní kývačky v rámu může rozhodující měrou přispět vhodné uložení motoru v blízkosti čepu kývačky, kdy spojení se skříní motoru zabraňuje deformacím pružnějších rámových trubek. Osvědčilo se i přímé propojení skříně motoru — v tomto případě přesněji řečeno skříně převodovky s čepem kývačky; tah řetězu působí potom podstatně nižší namáhání rámu.



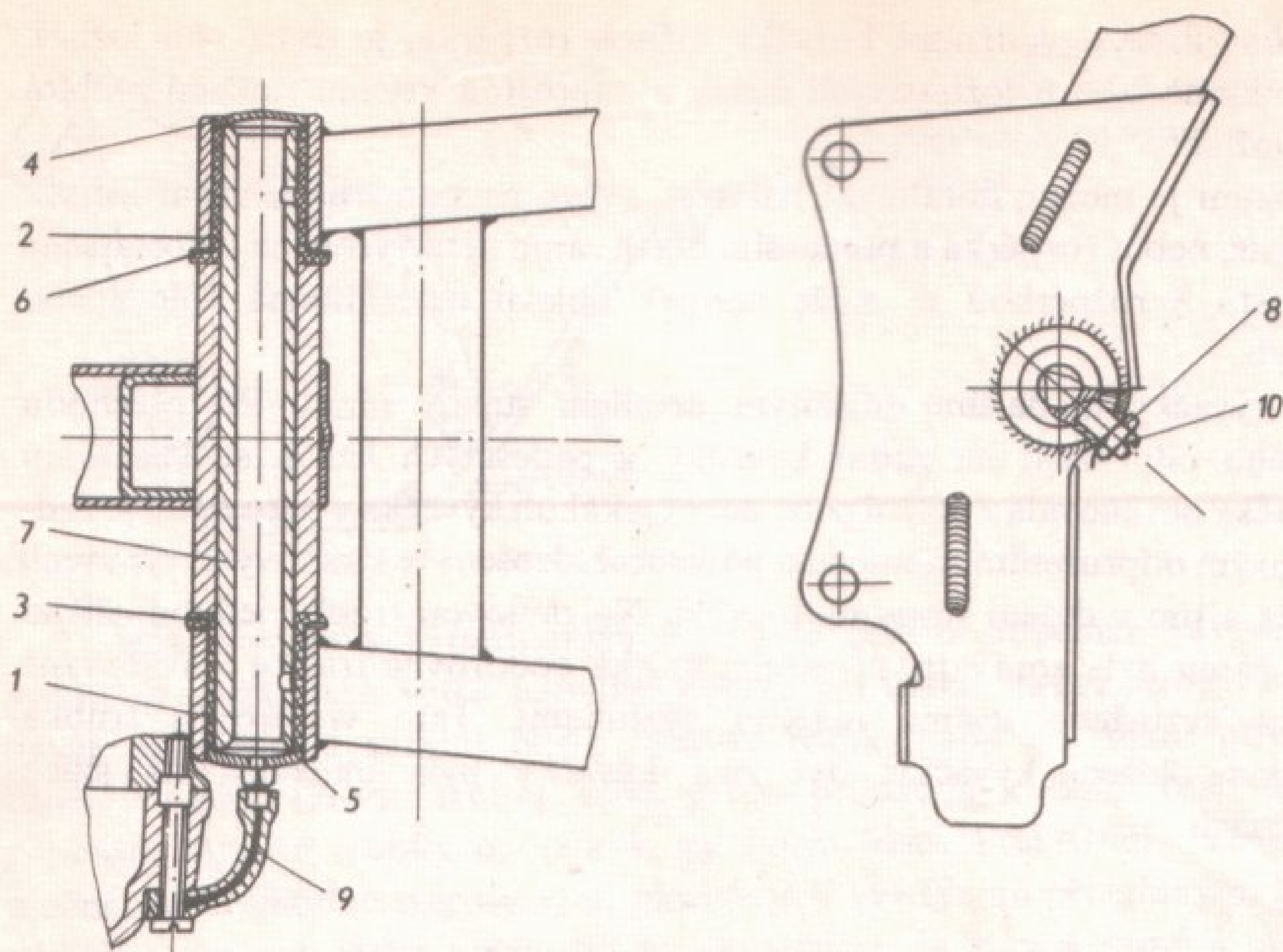


Schéma mazání pouzdra kývačky ze skříně převodovky: 1 – oko kývačky, 2 – pouzdro, 3 – těsnění, 4 – víčko, 5 – vrtané víčko, 6 – distanční kroužek, 7 – dutý čep kývačky, 8 – pojistná matice, 9 – vedení oleje, 10 – aretační šroub

Uložení kývačky je obvykle kluzné, avšak pouzdra zalisovaná v kývačce se zpravidla nepohybují na vlastním čepu kývačky, ale na zvláštní tvrdé broušené duté rozpěrce. Důležitým prvkem tohoto výkyvného uložení je dobré utěsnění proti vodě a blátu, nejlépe speciálními pryžovými kroužky. Časté mazání pouzder bylo dříve nepříjemnou součástí údržby stroje. U čs. motocyklů bylo vtipně vyřešeno mazání pouzder kývačky olejem vedeným trubičkou ze skříně převodovky. U nejnovějších konstrukcí se však nejlépe osvědčují samomazná ložiska.

Valivé uložení kývačky by mělo zajistit dokonalejší funkci, je však dražší a hmotnostně nepříznivější. Dvě „kuželíková ložiska, jejichž vůli je možno seřizovat, se proto uplatňují pouze u některých velkoobjemových motocyklů. Výhodnější je uložení na lehkých jehlových klecích, které však vyžaduje přídavné stranové vedení kývačky.

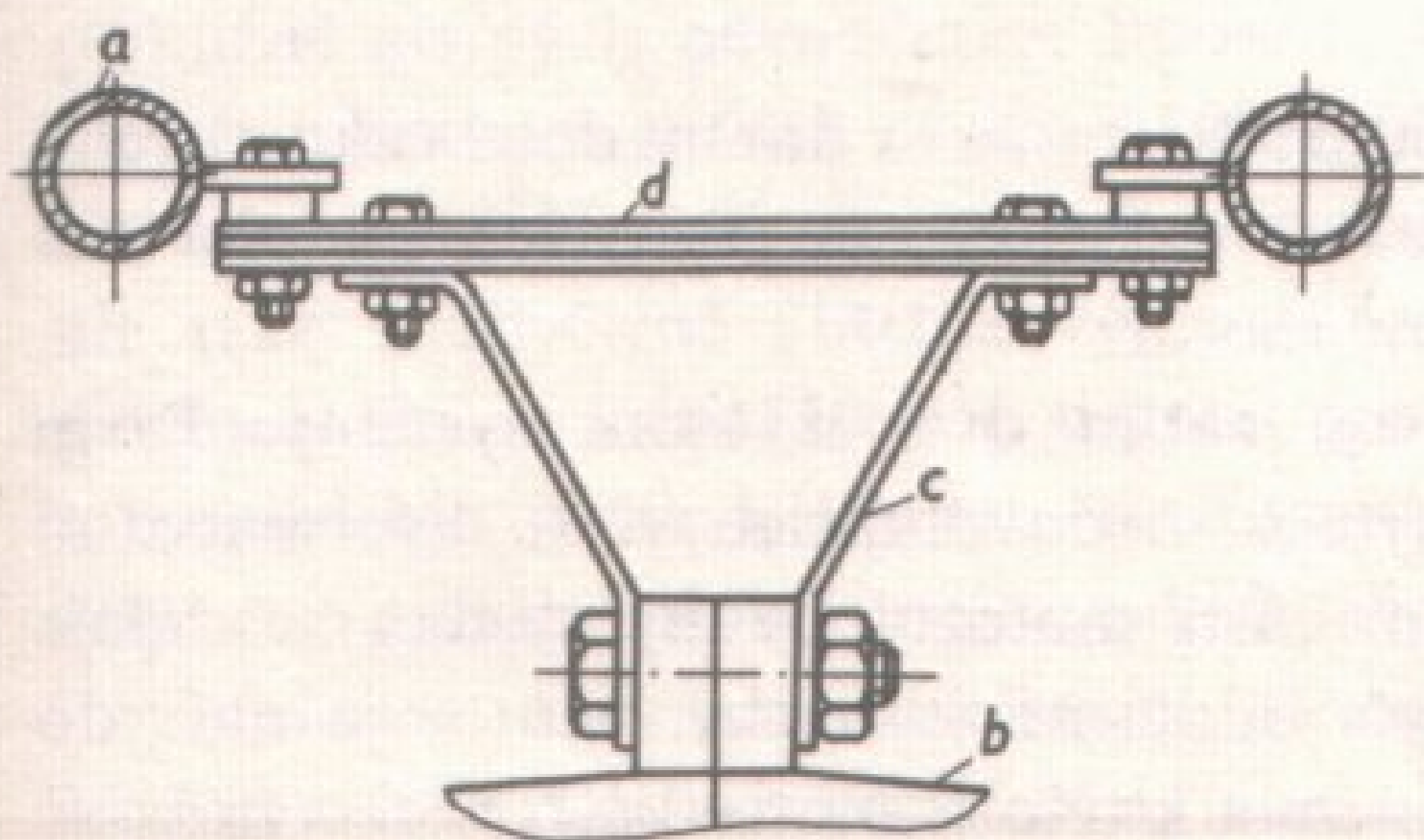
Upevnění motoru v rámu spolu s konstrukcí příchytů má značný vliv na stavbu rámu i na přenos vibrací. Na rozdíl od stavby automobilů, kde motory jsou uloženy vždy na mohutných pryžových silentblocích, byly až donedávna všechny motocyklové motory uloženy zásadně natvrdo. Pevné uchycení motoru má kromě jednoduchosti a spolehlivosti hlavní výhodu ve zvýšené tuhosti rámu jeho spojením s prostorově tuhými odlitky skříně motoru. Dobře osvědčené jsou přední a zadní příchytové plechy přivařené k rámovým trubkám a spojené s motorem šrouby o průměru závitu 8, 10 nebo 12 mm. Místo jednoduchých plechových příchytů byly někdy



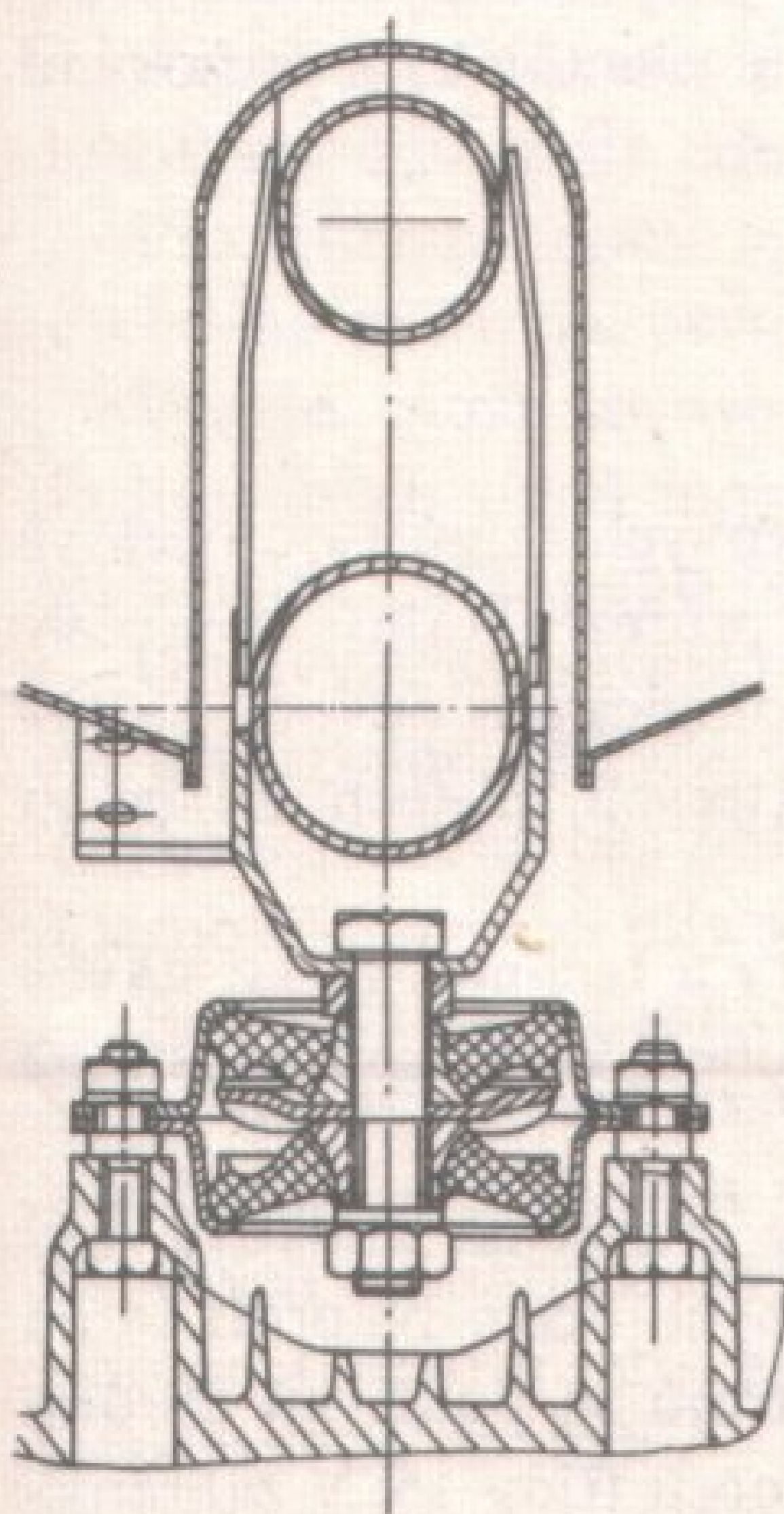
uplatněny tužší, prostorově svařené profily. Tuhost spojení a tím do určité míry i přenos vibrací z motoru do šasi lze ovlivnit právě umístěním, tvarem a pružností závěsů motoru.

Značný vliv má horní závěs zakotvený obvykle ke svorníkům spojujícím hlavu válce s válcem. Tento pomocný závěs, vedený buď pod hlavu rámu, anebo častěji pod záchyť nádrže a sedla, může v některém pracovním režimu motoru zcela omezit přenos vibrací do řídítek a stupaček. Je zajímavé, že pro pomocný závěs motoru za hlavu válce je nutné často volit jiné vyvážení motoru.

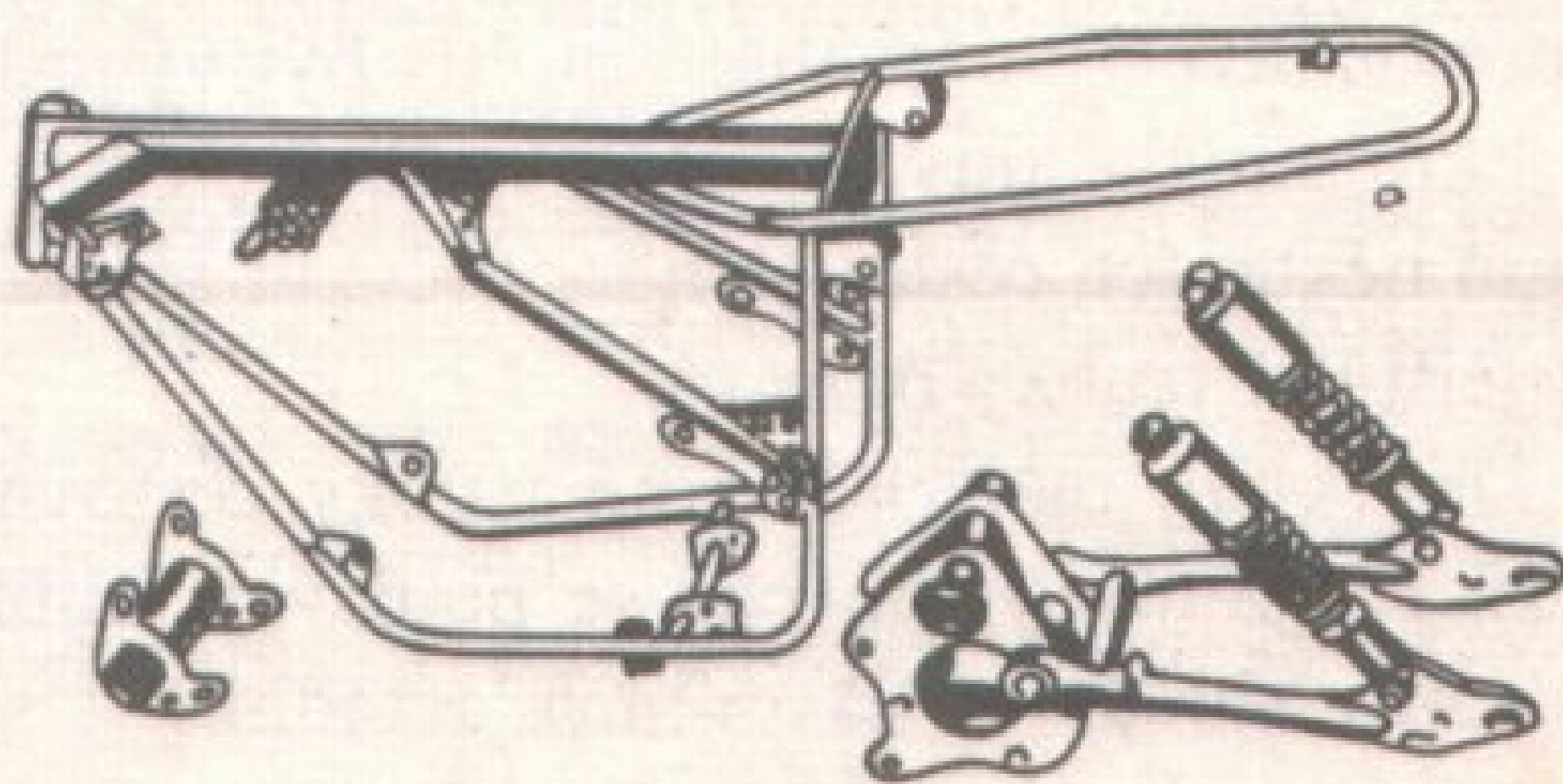
Pružné uložení motoru v rámu naráží na mnoho obtíží, z nichž nejvýznamnější je nesnadné zamezení posuvu pružně uloženého motoru od mimořádně velkého tahu řetězu při akceleraci na nejnižší převodové stupně. Jakmile se vytvoří reakce spojující napevno motor s rámem, která může tento posuv vyloučit, ztrácejí se výhody principu pružného uložení.



Přenos vibrací z motoru do rámu je možno omezit i příchyty upevněnými k rámu prostřednictvím elementu složeného z tenkých destiček: *a* – rám; *b* – skříň motoru; *c* – příchyty motoru; *d* – element složený z tenkých destiček

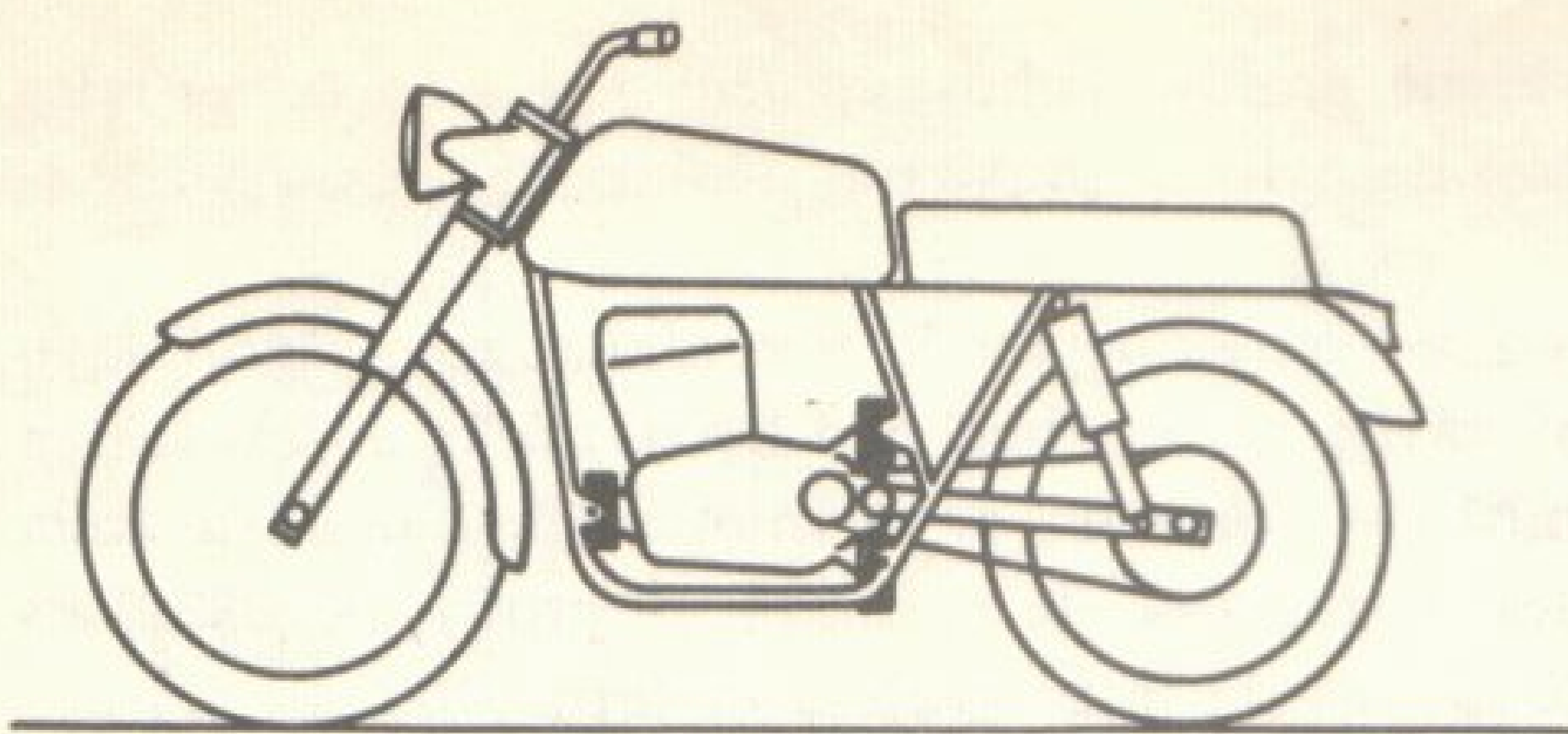


Detail pružného úchyty hlavy válce k rámu u motocyklu MZ



Norton 750 má motor s převodovkou i zadní vidlici pružně uloženou v rámu





Uložení motoru s kývačkou v rámu na silentblocích, které mají podstatně vyšší možnost deformací ve svislém než vodorovném směru. Smyslem tohoto systému je omezit vlnění stroje

Dalším problémem je odstranění kovového styku motoru a rámu, a to ve všech místech včetně upevnění výfuků. Jednoduché není ani vytvoření vlastních účinných silentbloků v omezených prostorech.

Všechny uvedené skutečnosti napomáhají k tomu, že i v dnešní době úzkostlivého sledování vzniku vibrací a jejich přenosu na řídítka, do stupaček a sedla má naprostá většina motocyklů pevně uložený motor.

U pružně uložených motorů vyhovují zatím dva základní systémy. První záleží v poměrně tuhých zadních příchytích, nedovolujících větší deformace od tahu řetězu, a v pružněji uložené přední části motoru. Druhý systém rozděluje motocykl na dvě vzájemně od sebe pryží oddělené jednotky. Motor je natvrdo spojen zadní kyvnou vidlicí se zadním kolem a k této jednotce patří ještě výfukový systém. Druhou jednotku tvoří zbývající díly motocyklu, tj. kompletní rám s přední vidlicí a předním kolem. Spojení obou skupin je pryžovými silentbloky a pryžovými pouzdry v úchytech zadních pružicích a tlumicích jednotek.

### *Materiál a výroba rámu*

Nejběžnějším základním materiálem na výrobu trubkových rámu jsou ocelové bezešvé trubky, které mají zpravidla konstantní kruhový průřez. Oválný, čtvercový nebo obdélníkový průřez bývá jen výjimečně a z technologických důvodů se ne-setkáváme ani s kuželovými trubkami, které by v některých místech vzhledem k proměnlivému namáhání mohly být výhodné.

Ekonomické důvody však naopak vedou konstruktéry a technology ke stavbě rámu některých cestovních motocyklů ze svařovaných trubek, které jsou podstatně levnější než trubky bezešvé.

Obvyklým materiálem na trubky cestovních strojů je svařitelná uhlíková ocel třídy 11, pouze výjimečně se používají trubky z legovaných ocelí. Naproti tomu na rámy silničních závodních, terénních i soutěžních strojů se používají chróm-molybdenové nebo chrómvanadové svařitelné trubky z oceli třídy 15; v zahraničí je proslavená ocel britské výroby s označením Reynolds 531.

Mnohokrát se pokusně zkoušely rámy z trubek z neželezných kovů. Příznivější



poměr pevnosti k měrné hmotnosti než jakostní oceli mají různé slitiny hliníku běžně známé pod označením dural. Příznivější poměr se projeví zvláště výrazně při namáhání na ohyb nebo vzpěr, kdy duralová trubka má větší průměr než ocelová trubka stejné hmotnosti.

Základním problémem všech trubek z hliníkových slitin je jejich spojování. Svařování je možné pouze u slitin nízkých pevnostních vlastností, které jsou pro stavbu rámu naprosto nevhodné. Ani pájení pevných duralových trubek není dostatečně spolehlivé – podaří-li se vůbec trubky pájet, má tento spoj podstatně nižší pevnost než základní průřez trubky. Určité řešení záleží v lepení trubek do zvláštních spojovacích prvků. Tímto způsobem se sice dosáhne vyhovující spolehlivosti, ale celý výrobní způsob je těžkopádný a drahý.

Výhodnější než dural je pro trubky speciálních motocyklů titan. Výroba titanu se rozvinula ve světě teprve se stavbou speciálních letadel, raket a družic, ale vždy jde o mimořádně nákladnou záležitost. U titanových trubek se dosahuje přibližně stejných pevnostních hodnot jako u nejkvalitnějších ocelových trubek, měrná hmotnost je však pouze  $4\,500\text{ kg/m}^3$  místo  $7\,850\text{ kg/m}^3$  u oceli. Problémem titanových rámu není jen vlastní cena trubek a někdy i jejich obtížná dostupnost, ale také neobyčejně obtížná výroba rámu. Při ohýbání je na překážku vysoká pružnost titanu a není možno si pomoci obvyklým nahříváním plamenem, neboť titan pohlcuje vodík a křehne. Svařování je obtížné – opět pouze s titanovými díly, a to zvláštní technologií v ochranné atmosféře.

Titanové rámy se uplatňují u závodních jízdních kol pro nejlepší světové jezdce, u silničních závodních a terénních motocyklů byly však předpisy FIM zakázány, aby motocyklový sport nebyl zbytečně zdražován.

S rozvojem chemie a techniky by mohly mít budoucnost rámy z plastických hmot, které již našly své první a vcelku úspěšné uplatnění na jízdním kole.

Pro lisované rámy je výchozím materiálem plech z uhlíkové oceli třídy 11, u kterého se sleduje pevnost, tažnost a svařitelnost.

Výroba rámu sériově vyráběných motocyklů je dnes značně mechanizována. U lisovaných rámu motocyklů i skútrů se využívá technologie výroby karosérie automobilů, jejíž popis by přesahoval rámec tohoto díla.

U obvyklejších trubkových rámu je první operací mechanizované řezání trubek na předepsané délky a dále následuje ohýbání na speciálních ohýbačkách. Toto ohýbání probíhá bez ohřevu trubek a bez vyplňování vnitřního prostoru pískem. Plechové spojovací díly se získávají obvyklým lisováním.

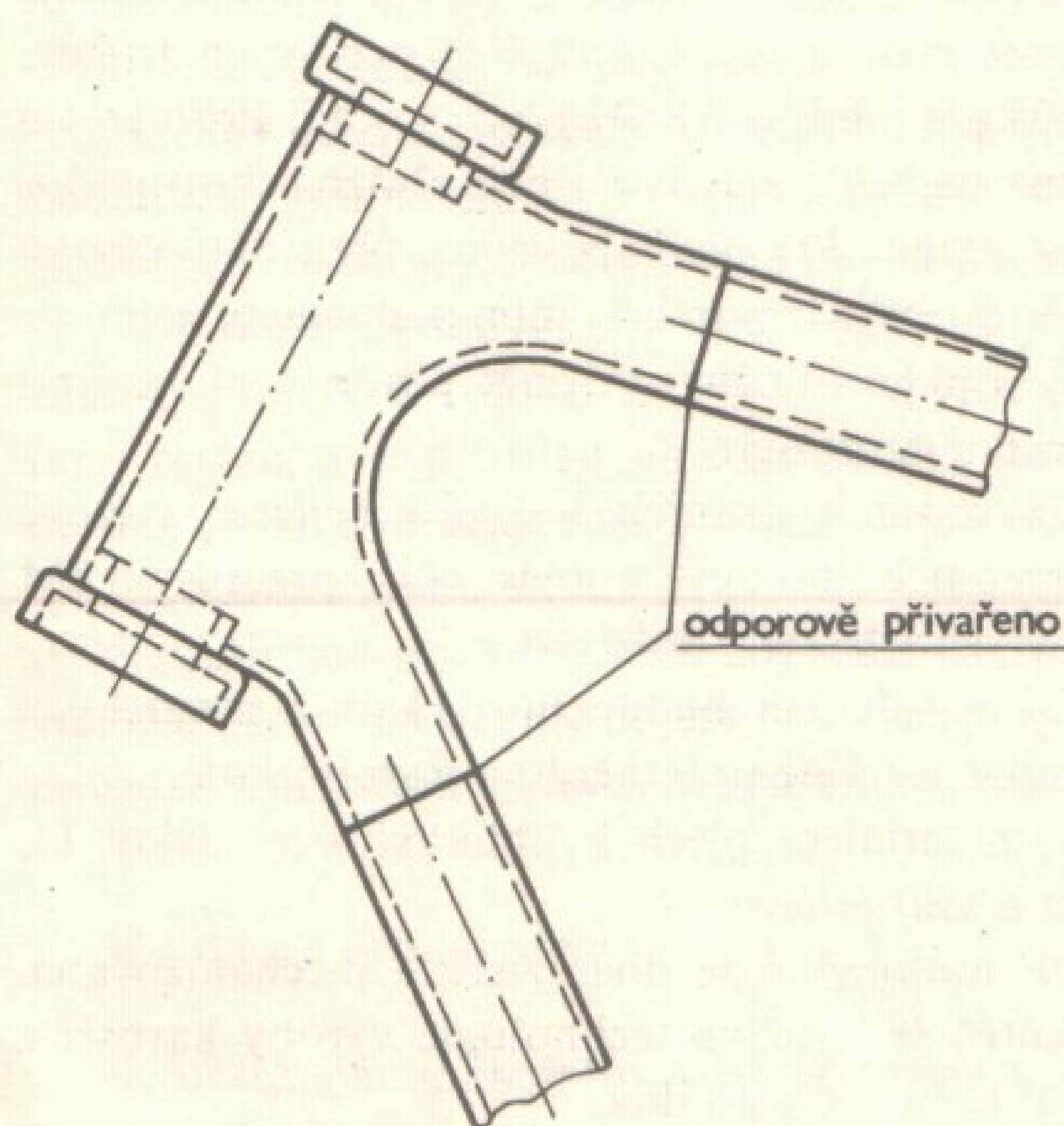
Pro sestavování rámu jsou zvláštní mohutné ocelové přípravky, ve kterých se jednotlivé díly spojí krátkými pomocnými svary. Konečné svařování bylo dříve obtížnou a zdoluhavou ruční operací, avšak dnes máme i pro prostorové křivky dlouhých a obtížně přístupných svarů svařovací automaty. Další operací je obrobení otvorů pro ložiska v hlavě rámu a pro pouzdra čepu kývačky na vyvrtávacích strojích.

Stavba jednotlivých rámu pro speciální stroje nebo prototypy vyžaduje nejvyšší řemeslnickou zručnost. Jednotlivé díly se vyrábějí zámečnickou technologií



a trubky napěchované suchým pískem a uzavřené přivařenými pomocnými víčky se ohýbají po ohřevu plamenem podle plechových šablon. Zvláště obtížné jsou prostorové ohyby. V jednoduchém pomocném zařízení, skládajícím se z rovné vodorovné ocelové desky, skloněného čepu pro hlavu rámu a několika pomocných čepů v místech závěsů motoru a zadních pružicích a tlumicích jednotek, se jednotlivé části rámu bodově svaří a další svaření probíhá bez přípravku. Potom následuje vyrovnaní rámu a žíhání pro odstranění pnutí, opětné vyrovnaní, vyvrtání základních otvorů a kontrola.

Určitým usnadněním pro výrobu jednotlivých rámu je dřevěná modelářsky zhotovená maketa, která je v místech ohybů trubek rámu oplechována. Jednotlivé díly, zvláště pak s prostorovými ohyby, se upravují a svařují přímo na této maketě. Nevýhodou je opět zdoluhavé a někdy i nákladné zhotovení pomocné makety, která musí být dělená se zřetelem na vyjmutí ze svařených dílů rámu.



Příklad technologicky jednoduchého řešení lisované hlavy rámu

### Zkoušení rámu

Rám je základní součástí motocyklu, na jehož stavbě a spolehlivosti závisí nejen jízdní vlastnosti stroje, ale i bezpečnost jezdce. Proto musí být navržená konstrukce rámu důkladně ověřena.

Základem kontroly by měl být kontrolní výpočet pevnosti. Při zpracování výpočtu rámu však narážíme na ještě větší potíže než při výpočtu pevnosti dílů motoru nebo převodného ústrojí. Zjednodušující předpoklady, které do výpočtu zavádíme, zkreslí značně nejen přesnost, ale i objektivitu celého postupu. Prvním početním způsobem je kontrola pevnosti při jízdě stálou rychlostí, při které uva-



žujeme zatížení rámu od hmotnosti jezdce, motoru, plné palivové nádrže a od reakcí sil na rám. Další je kontrola zatížení při maximálním brzdění.

Prvním problémem výpočtu je stanovení součinitele rázu se zřetelem na to, že jde o dynamické a nikoli statické namáhání. Největší potíže jsou však při určování tuhostí jednotlivých svařovaných spojů. Celá konstrukce rámu je staticky neurčitá a všechny výpočty jsou v tomto případě značně nejisté.

Nejideálnějším způsobem ověření pevností rámu jsou naproti tomu zkoušky s celým motocyklem, který podrobíme největšímu zatížení i prudké jízdě v terénu. Zkoušky by však měly proběhnout na větším počtu strojů a v různých provozních podmínkách, aby objektivita posouzení i pravděpodobnost výskytu poruchy byla co největší. Nevýhodou jízdních zkoušek je dlouhá potřebná doba a značné náklady.

Nejmodernějším systémem kontroly rámu jsou proto kombinované vibrační zkoušky s tenzometrickým měřením ve zkušebně i na silnici. Zkouší se celý rám i jeho jednotlivé uzly. Ověřovaný díl se upne do speciálního přípravku a zkoušené místo se pomocí vibračního stroje uvede do kmitavého pohybu. Z velikosti maximálních deformací při vibracích lze určit namáhání v jednotlivých místech. Vibracemi je možno na zkušebním stavu zatěžovat zkoušenou část rámu dlouhodobě, takže tento způsob zachycuje i únavové namáhání.

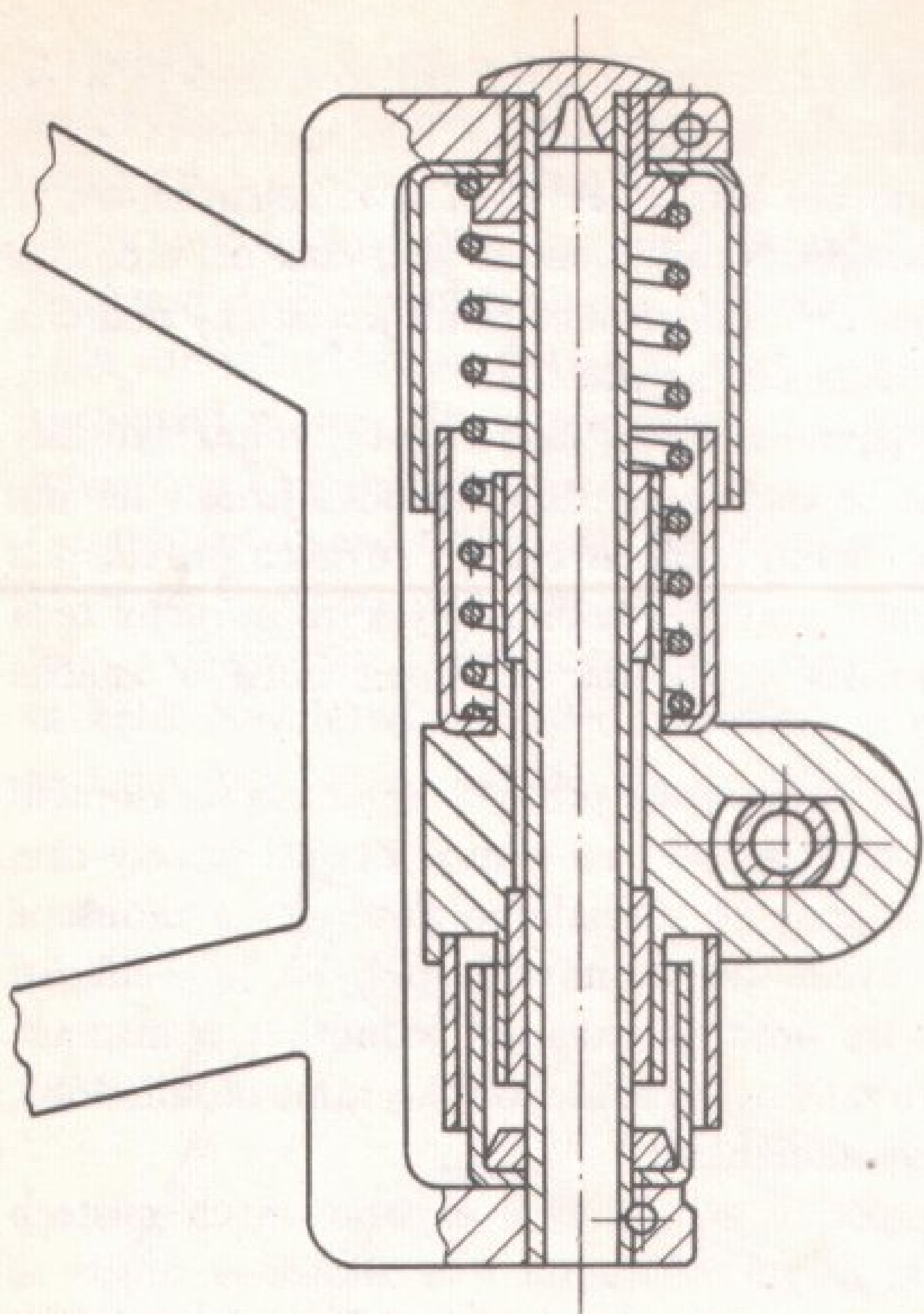
Tenzometrie znamená určování napětí v jednotlivých exponovaných místech konstrukce z deformace měřené elektrickým zařízením. Na zkoušené místo se nalepí speciální tenzometrické pásky, ke kterým se přivede přesně měřený elektrický proud. Tenzometrický pásek má několik v jednom směru orientovaných smyček slabého vodiče. Dojde-li k deformaci, tj. v tomto případě k prodloužení přilepeného tenzometrického pásku ve sledovaném směru, prodlouží se i délka vodiče ve smyčkách. Přesně sledovaný proud procházející páskem bude mít větší odpor a ze vzrůstu odporu lze určovat deformaci v měřeném místě i namáhání.

Zatížení může být při tenzometrických zkouškách buď pouze statické od zatěžování rámu zkušební zátěží, nebo dynamické při vibračních zkouškách. Objektivní jsou tenzometrická měření celého motocyklu na silnici, kdy se na rám připojí několik tenzometrických pásků. Motocykl projíždí zkušební úsek a technik v doprovodném automobilu, spojeném s motocyklem například svazkem kabelů, může sledovat namáhání rámu v jednotlivých místech.

I k této zkoušce mohou však být kritické připomínky, neboť motocykl spojený vodičem s automobilem nemůže projet kontrolní úsek s požadovanou rychlostí a prudkostí a obtížnější terénní úseky jsou vůbec vyloučeny.

Dobře se rovněž osvědčily zkoušky rámu a celého podvozku motocyklu na takzvané umělé silnici. Kompletní motocykl je upevněn na zkušebním zařízení tak, aby se oběma koly dotýkal otáčejících se válců. Na válcích jsou výstupky nastavitelné velikosti, které simulují výmoly ve vozovce. Motocykl je zatížen na sedle a stupačkách zátěží odpovídající hmotnosti jezdce, popř. i spolujezdce. Rychlost otáčení válců lze regulovat a v různých režimech se přitom opět pomocí tenzometrie měří namáhání v jednotlivých místech.





### Zadní vidlice

Název této části by dnes mohl být „kývačka“, neboť jiný druh zadní vidlice se u moderních motocyklů již téměř nikdy neobjeví.

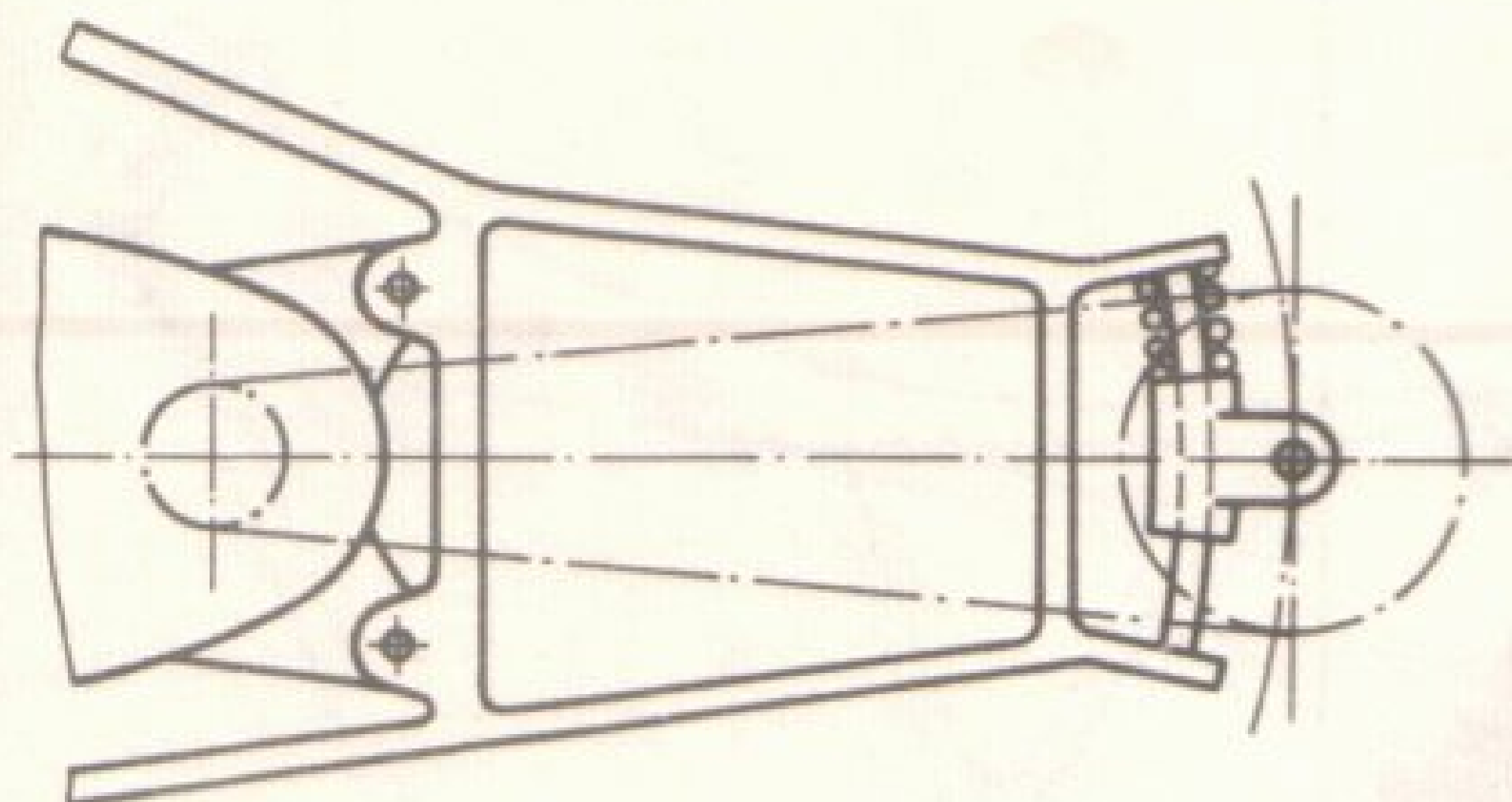
Pevná vidlice, tj. vidlice s neodpruženým kolem, je z cenových důvodů pouze na některých mopedech a levných motocyklech třídy do 50 cm<sup>3</sup> a pro snížení hmotnosti u speciálních plochodrážních motocyklů pro krátké a ledové tratě.

Kluzákové zadní odpružení bylo značně rozšířené i oblíbené v prvním desetiletí po druhé světové válce, avšak dnes již patří bezvýhradně minulosti. Základní nevýhodou je přímková dráha pohybu čepu zadního kola, který vyvolává při propružení značné změny v napnutí řetězu a zdvih zadního kola byl proto omezen zpravidla max. na hodnotu 60 mm. Kluzákové odpružení po kružnici vzniklo sice na několika prototypech, ale technologicky je neobyčejně obtížné, a tedy i pro sériovou výrobu neúnosně drahé. Výjimkou byla jen konstrukce odpružení v hlavě zadního kola motocyklu Triumph, která byla modifikací kluzákového odpružení po kružnici, ale také se neujala.

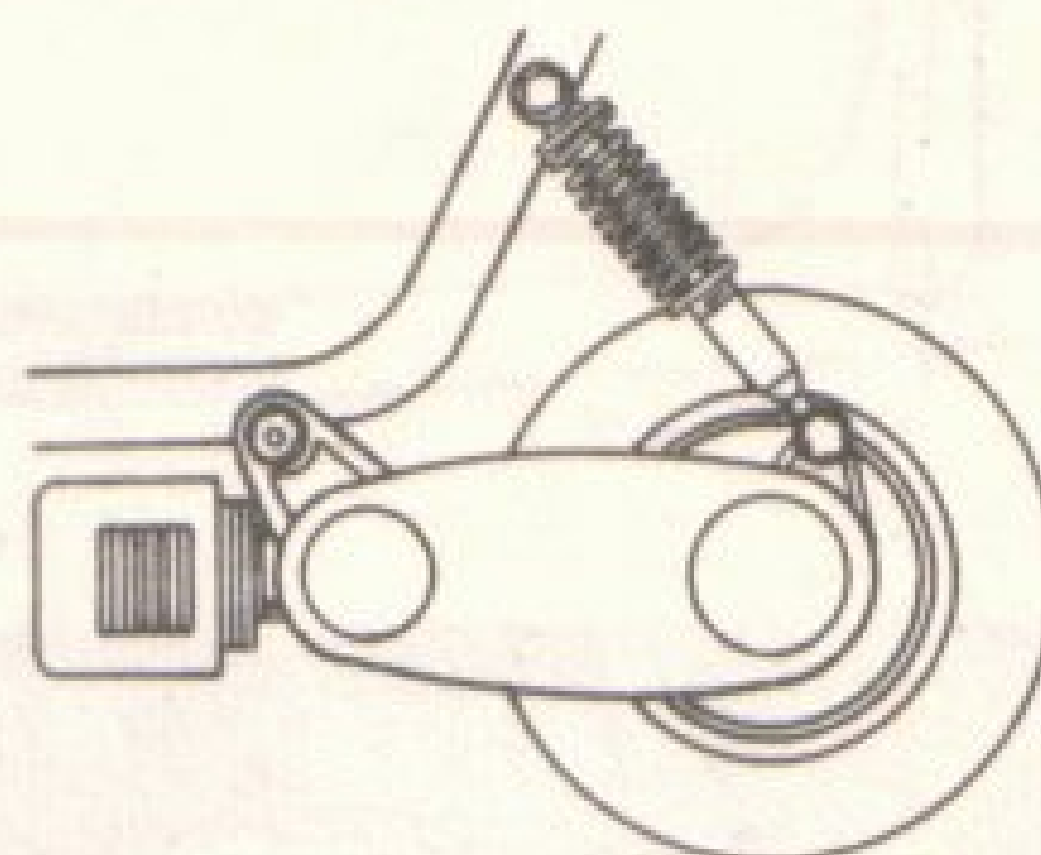
Zadní kývačka se správně volenou polohou dovoluje propružení kola v jakékoli požadované hodnotě, tj. v praxi do 250 mm. Kývačka u všech moderních motocyklů tvoří jeden kompaktní celek. Jejím základním funkčním rozměrem je délka, která udává vzdálenost osy čepu kývačky od čepu zadního kola umístěného ve střední poloze výřezů kývačky. Změnou délky kývačky se mění nejen celková délka



motocyklu, ale také poměr zatíženého předního a zadního kola i jízdní vlastnosti stroje. Zkracováním kývačky se zvětšuje zatížení zadního kola a stroj má při prudké akceleraci snahu zvedat přední kolo, je však ovladatelnější při nájezdu do prudkých zatáček. Prodloužením kývačky se naproti tomu získá stabilita pro rovné úseky.



Kluzákové pružení po kružnici, dávny sen jezdců i konstruktérů, nedovedou dnes technologové za přijatelnou cenu realizovat. U tohoto systému by nemuselo docházet k nejmenší změně napětí řetězu při propnutí



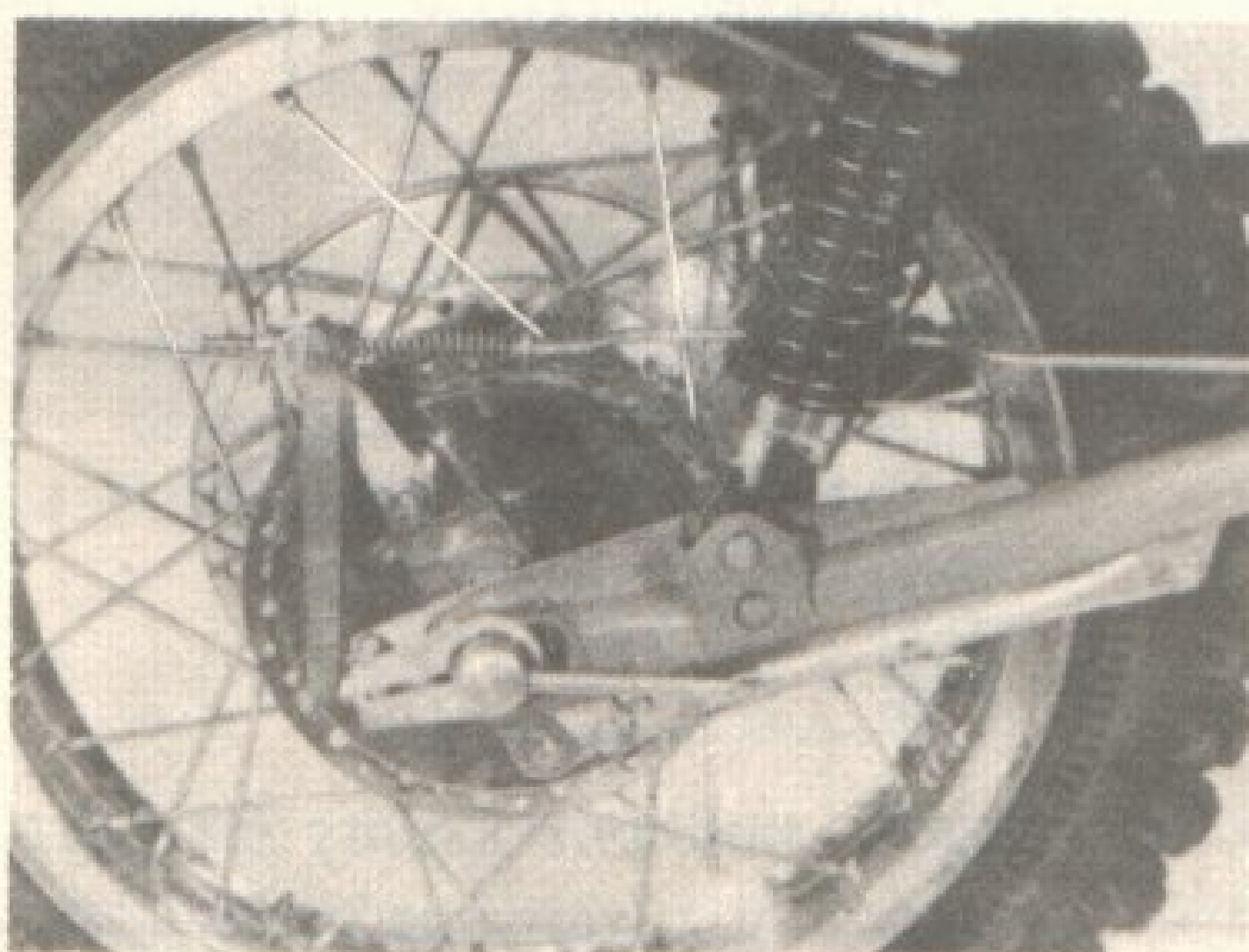
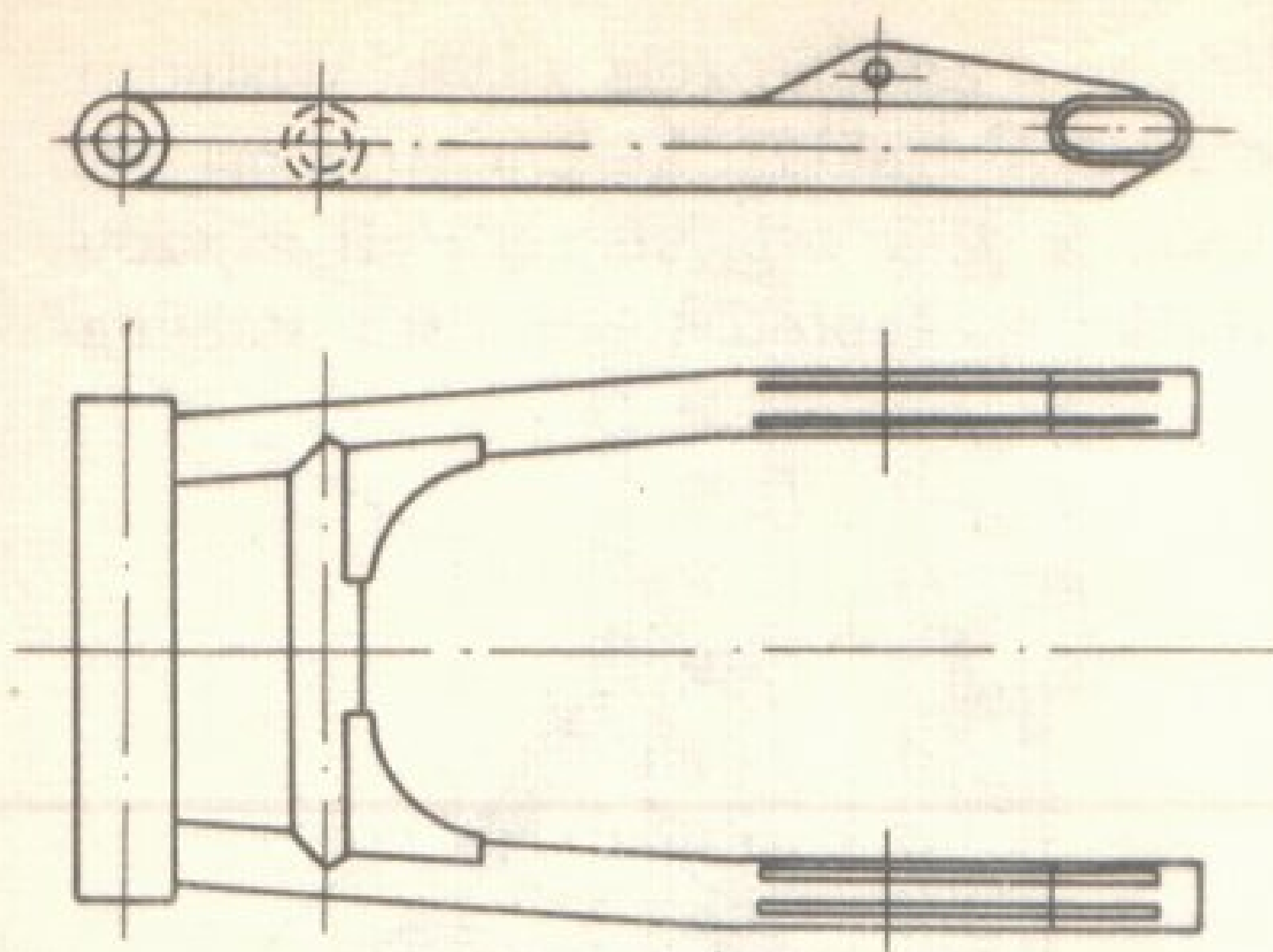
Kývačku u skútrů tvoří často odlitky motoru a jeho převodního ústrojí. Konstrukčně výhodné je potom vykyvování celého motoru při propnutí zadního kola

Materiálem kývačky jsou nejčastěji ocelové trubky podobné kvality jako pro stavbu rámu; pro cestovní stroje z uhlíkové, pro speciální z legované oceli. Často je kývačka svařena z ocelových plechových výlisků. Pro výrobu z titanu nebo slitin hliníku platí stejné zásady jako u výroby rámu. Na rozdíl od rámu je však někdy kývačka z odlitků z lehkých kovů, a to ze slitin hliníku nebo někdy i hořčíku. U tvarově vhodně řešených odlitků je možno dosáhnout mimořádné tuhosti kývačky a odlitek navíc často tvoří kryt řetězového převodu. Toto řešení vyhovuje zvláště dobře pro skútry, kde u menšího průměru zadního kola vychází kývačka kratší.

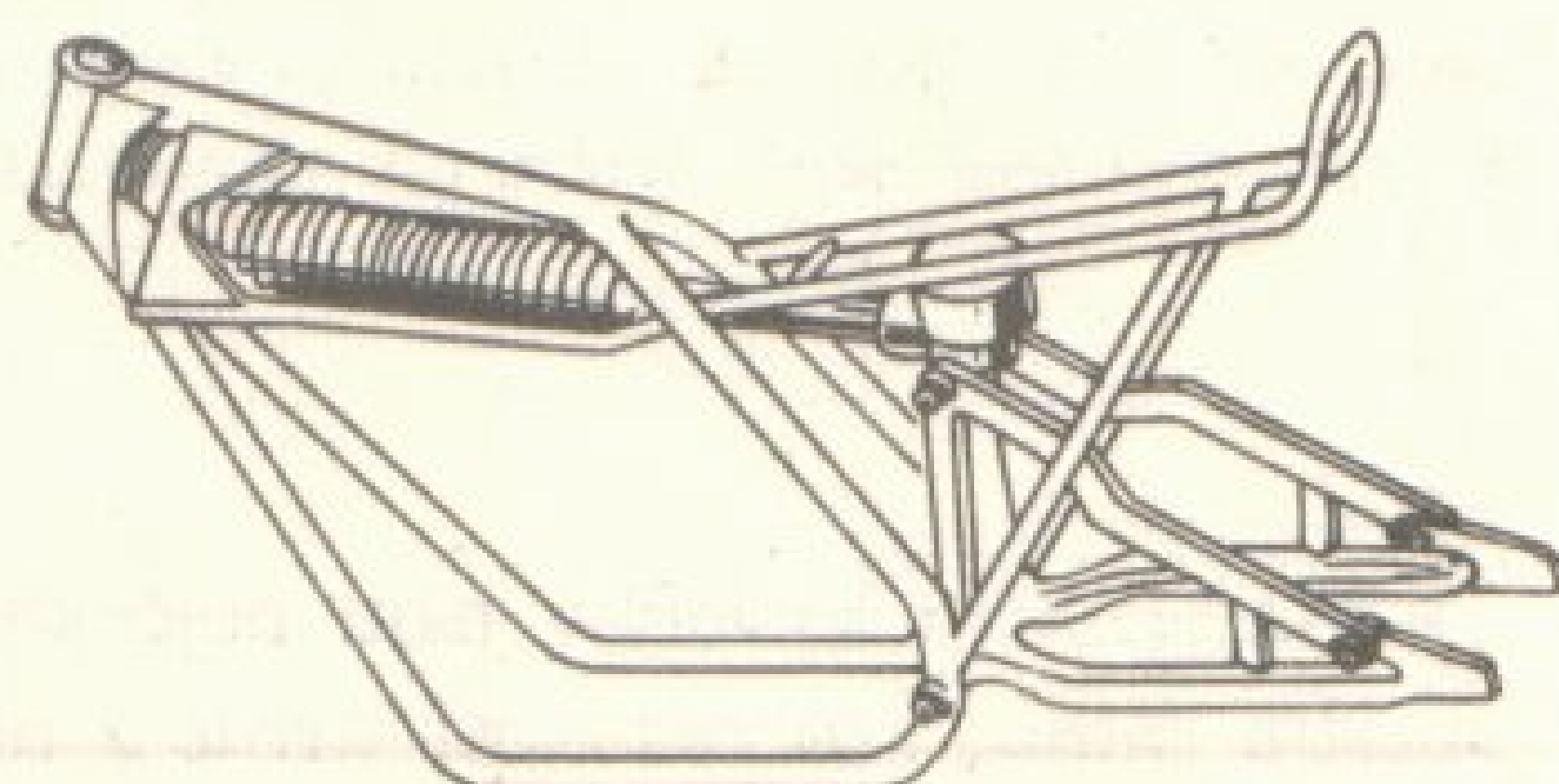
Stavba kývačky je u moderních motocyklů podstatně robustnější než bylo dříve obvyklé. Praxe jednoznačně prokázala, že výhody plynoucí z konstrukce moderního tuhého rámu se ztrácejí, je-li kývačka poddimenzována.

V přední části kývačku obvykle tvoří trubka, do které jsou zalisována kluzná pouzdra. K této trubce jsou přivařena vlastní ramena kývačky. Ramena jsou vyrobena z trubky kruhového nebo oválného, výjimečně obdélníkového průřezu. Velmi důležitá je však spojovací výztuha, umístěná co nejblíže k pneumatice zadního kola, a zejména pak její pečlivé svaření s rameny kývačky; je výhodné ještě je zpevnit přivařenými výztuhami, aby za všech jízdních podmínek zůstala zachována rovnoběžnost os čepu kývačky a zadního kola. Moderní vývojovou tendencí je i uložení čepu zadního kola v koncovkách ramen zadní vidlice v dostatečné šířce. Obvyklé zploštění konců trubek ramen kývačky je sice výrobně velmi levné, ale z hlediska tuhosti kývačky nevyhovující.





Zadní čep má být uložen v tuhých koncovkách kývačky — dobrý příklad s pevným napínákem je na obrázku soutěžního motocyklu



Zadní kývačka Yamaha „cantilever“ umožňuje výhodné spojení dvou pružicích a tlumicích jednotek v jeden mohutnější element pod nádrží

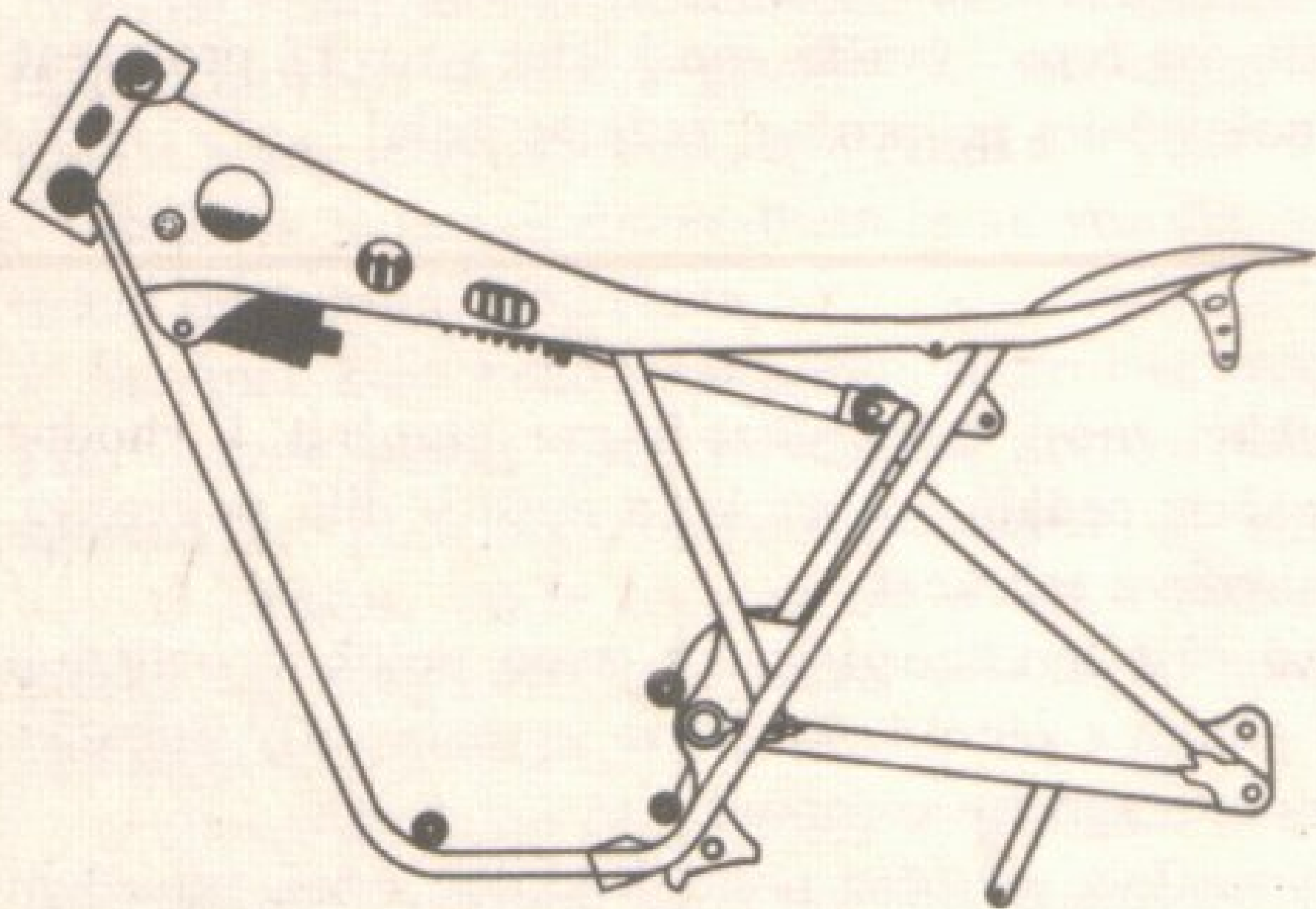
Záchyty pro spodní oka pružicích a tlumicích jednotek jsou umístěny obvykle v blízkosti osy zadního kola. U terénních a soutěžních strojů se někdy tyto záchyty posouvají dopředu, aby se při daném zdvihu jednotek zvětšila dráha pro pružení kola. Toto řešení pochopitelně se zesílenými pružinami vyhovuje, avšak je třeba počítat s přidavným ohybovým namáháním ramen kývačky a kývačku podle toho dimenzovat.

Staronový způsob kývačky přinesla japonská firma Yamaha pro své speciální stroje a uvedla jej s velkou reklamou pod označením „cantilever“. Kývačka je prostorové trojúhelníkové konstrukce a obvyklé dvě jednotky nahrazuje jedna dlouhá mohutná pružicí a tlumicí jednotka pod sedlem a nádrží. Předností tohoto systému je bezpochyby vyšší tuhost a sloučení dvou prvků v jeden, pro který je možno vytvořit dostatečný prostor. Zápořem je naproti tomu složitá výroba kývačky a zvětšení neodpružených hmot.

Napínání řetězu je u dlouhého a namáhaného sekundárního řetězu nutné. Řetěz se může napínat čtyřmi způsoby, a to buď napínací kladkou při neměnné



rozteči řetězových kol, posuvem převodovky v šasi, posuvem zadního kola v kývačce, nebo posuvem kývačky v rámu. První způsob se používá jen výjimečně, a to především u menších skútrů s kratším řetězem a nižším výkonem motoru. U silnějších strojů je příliš velký tlak na napínací kladku při brzdění motorem a řetěz se nebezpečně povoluje.



Po úspěchu motocyklů Yamaha „cantilever“ se objevilo několik konstrukcí motocyklů s podobným uspořádáním kývačky (na obr. italský Testi Monocross)

Posuv převodovky nebo u monoblokového uspořádání posuv celého motoru v šasi je při pokrokové konstrukci naprosto nepřijatelný. Uložení motoru v šasi je třeba z hlediska omezení přenosu vibrací věnovat maximální péči a nemůžeme proto připustit manipulaci s motorem pro napínání sekundárního řetězu.

Napínání řetězu posuvem zadního kola v kývačce je stále nejobvyklejší. I zde je však třeba dodržet několik zásad, abychom se vyhnuli zbytečným obtížím. Jak již bylo dříve uvedeno, musí být koncovky kývačky dostatečně tuhé, aby čep zadního kola měl ve výřezech bezpečné vedení. Často se chybí v návrhu délky výřezů pro posuv čepu. Tyto výřezy musí být tak dlouhé, aby při umístění kola v zadní poloze dovolily zkrácení řetězu o jeden vnitřní a jeden vnější článek. Nevylučujeme-li možnost změny sekundárního převodu výměnou předního nebo zadního řetězového kola, musí být výřezy podstatně delší, aby při změně převodu nebyla nutná manipulace se změnou délky řetězu.

Správně dimenzované musí být i napínáky, jejichž konstrukce je různá a pestrá. Osvědčily se napínáky s tažným i tlačným šroubem, s ozubením i výstředníkem. Pro bezpečnost tohoto dílu by mělo platit, že napínák udrží čep zadního kola v nastavené poloze i při eventuálním povolení matice čepu; tato podmínka je ovšem obtížněji splnitelná na straně sekundárního řetězu.

Poslední způsob napínání řetězu posuvem celé kývačky v rámu je motivován snahou o vytvoření tuhé kývačky. Na konci kývačky jsou pouze přesné válcové otvory, do kterých je lícován čep zadního kola tak, že po utažení matice vznikne velmi kompaktní celek. Naproti tomu řešení posuvu čepu kývačky



v rámu nevychází konstrukčně příznivě. Někdy byl tento posuv řešen i výměnou vložek s výstředně vyvrtaným otvorem pro čep kývačky. Systém byl sice spolehlivý i hmotnostně příznivý, podstatnou nevýhodou však byla nutnost mít pohotově celou sadu výstředně vrtaných vložek a navíc napínání vždy pouze o rozdíl mezi dvěma vložkami.

Na konci této stati si jen zopakujme důležitou a jistě známou podmínku stejnoměrného povolování řetězu: osa čepu kývačky musí ležet v rovině proložené osami obou řetězových kol při polovičním propuštění zadního kola!

### *Doplňky rámu*

Kromě dříve uvedených funkcí musí konstrukce rámu umožnit i vhodné upevnění jeho doplňků, tj. stupaček, pedálů i stojánku a dalších dílů podvozku, a to především palivové nádrže, sedla a schránek.

Stupačky, na kterých spočívá část hmotnosti jezdce, svou polohou ovlivňují celkové rozložení hmotnosti na přední a zadní kolo. Dříve se rozlišovaly stupačky dvou typů, a to turistické plošinové a sportovní čepové.

Plošinové stupačky měly prý poskytovat větší pohodlí jezdci, avšak vzhledem k tomu, že nedávají pevnou oporu nohy, je jejich stavba kromě skútrů zcela na ústupu. Stupačky moderních cestovních strojů mívají pryžové návleky. U sportovních motocyklů, kde se předpokládá pevná obuv jezdce, jsou čepy většinou kovové s výstupky a zářezy proti posouvání nohy jezdce. Velmi dobře se osvědčují u soutěžních a terénních motocyklů sklopné stupačky, které jsou do základní přibližně vodorovné polohy tlačeny pružinou a které se v případě potřeby mohou sklápět vzhůru směrem dozadu.

Důležitým údajem je celková šířka stupaček, která je výsledkem kompromisu protichůdných požadavků. Z hlediska pohodlí i bezpečnosti jezdce by měla být poměrně větší, avšak širší stupačky jsou na překážku ve větších sklonech, při jízdě v terénu a navíc při vyšších rychlostech ovlivňují zvětšení čelní plochy odporu vzduchu.

Stupačky bývají z měkčí oceli, aby při pádu došlo k deformaci a nikoli k ulomení. U strojů do terénu jsou stupačky upevněny zpravidla ve více bodech na rámu; k jejich ulomení ani deformaci by nemělo dojít ani při pádech a držák stupačky by měl navíc chránit blok motoru.

U silničních závodních strojů je cílem hlavně snížení hmotnosti a stupačky se často vyrábějí z duralových výkovků, tyčí nebo tlustostěnných trubek.

Pedály se u moderní motocyklové konstrukce omezují většinou pouze na pedál brzdy. Celé ovládání řazení je zpravidla uloženo ve skříní převodovky a z motoru vystupuje jen vlastní řadicí páka. Pedál brzdy má být v těsné blízkosti stupačky, aby pohyb nohy z cestovní polohy na stupačce do polohy brzdění byl krátký a pokud možno přímočarý.

Při návrhu pedálu musíme řešit základní problém, a to umístění pedálu nad stupačkou nebo pod ní. Při umístění nad stupačkou se musíme vyvarovat



nebezpečné situace, kdy pedál při zvětšené vůli brzdy dosedne na držák stupačky a účinnější brzdění je nemožné! Při pedálu pod stupačkou je ovšem nepříjemný zdvih pedálu směrem k zemi, který snižuje světlost vozidla. V praxi se uplatňují oba systémy, ale moderní pedály jsou tvarované, aby se uvedené nevýhody neprojevily.

Pedál brzdy je buď z ocelového výkovku, nebo je ze svařovaných tvarovaných částí ocelových trubek a plechu. Moderním, ale stále dost nákladným řešením pedálu brzdy je výkovek ze slitin hliníku.

Stojánek je nenápadným dílem rámu vozidla, avšak jeho stavba často narušuje řešení celé spodní části rámu.

Stojánek klasického typu udržující stroj ve svislé poloze má být řešen tak, aby jeho opěrné plošky byly ve funkční poloze přibližně pod těžištěm stroje. Je-li splněna tato podmínka, opírá se motocykl při vyjmutí předního kola vždy o zadní kolo a opačně, takže montáž obou kol i dalších dílů je jednoduchá. Opěrné plošky by měly být dost velké, aby bylo možné postavit stroj na stojánek i na měkčím povrchu.

Stojánek se sklápí vždy zezadu dolů, neboť zde platí stejná bezpečnostní zásada jako ve směru otvírání dveří moderních automobilů. U těžších motocyklů je však třeba pečlivě prokreslit pohyb stojánku a najít nejvýhodnější variantu, aby postavení motocyklu na stojánek nebylo zvláště náročné na fyzickou sílu jezdce.

Postranní, tzv. pohotovostní stojánky jsou z hlediska pohodlí jezdce výhodnější a z velkoobjemových amerických motocyklů se rozšířily na většinu moderních, těžších strojů. Často má motocykl oba stojánky – jeden pohotovostní a druhý montážní.

Stojánky jsou většinou svařeny z ocelových trubek a jen výjimečně jsou odlitkem ze slitin hliníku. Použití duralového výkovku by zde bylo nejvýhodnější, avšak pro technologii kování má stojánek dost nevhodný tvar a kusy by byly neúměrně drahé.

## 7.2 ODPRUŽENÍ

Kvalita pružení je pro moderní cestovní i sportovní motocykl stejně důležitá jako parametry motoru nebo pokrokovost řešení převodných ústrojí či podvozku.

Při špatně vyřešeném pružení se nadměrně namáhá zejména rám a přední i zadní vidlice. Tyto hlavní nosné části podvozku se pak nutně navrhují ve větších rozměrech a jsou pak těžké nebo se velmi zvyšuje nebezpečí jejich poruch za provozu.

### *Základy odpružení*

Hmotu celého motocyklu dělíme z hlediska odpružení na hmotu neodpruženou a odpruženou. Do neodpružené hmoty počítáme celé přední a zadní kolo i všechny součásti pružících systémů, které společně s koly kmitají, jako například kluzáky



přední vidlice. Neodpružené hmoty jsou samozřejmě dvě: přední a zadní. Odpruženou hmotu tvoří souhrn všech ostatních hmot motocyklu a při určitém zjednodušení do ní můžeme započítat i hmotu jezdce. Již z názoru vyplývá, že odpružená hmota je několikanásobně větší než neodpružená.

O stupni dokonalosti odpružení motocyklu spolurozhodují především způsob zavěšení předního a zadního kola, souhra frekvencí a tlumení a statické propružení, velikosti odpružených i neodpružených hmot a účinnost tlumení.

K bezpečné a pohodlné jízdě na hrbolaté vozovce je nejvýhodnější co největší poměr hodnoty odpružených hmot k hmotám neodpruženým.

Z tohoto hlediska výhodnější poměry pro odpružení vycházejí zpravidla lépe u těžších velkoobjemových motocyklů, neboť rozdíly v hmotnosti samotných kol bývají vždy menší než rozdíly v celkové hmotnosti strojů.

Důležitá pro dobrou funkci je i souhra odpružení předního a zadního kola. Statické propružení je hodnota, o kterou poklesne motocykl při zatížení svou vlastní hmotností a hmotností jezdce; měří se u předního i zadního kola. Je velmi důležitou veličinou, neboť úzce souvisí s kmitočtem pružení podle vztahu

$$n \doteq 300 \sqrt{\frac{1}{y_{st}}} \quad (1/\text{min}),$$

kde  $n$  je výsledný kmitočet (1/min),

$y_{st}$  – statické propružení kola (cm).

Vlastní kmitočet pružení je pro pohodlí jízdy velmi důležitý. Při vysokých hodnotách již necítíme pružení, ale velmi nepříjemné rány a otřesy. Z hlediska pohodlí jsou pro náš organismus nejpříjemnější kmitočty kolem hodnot 60 až 70. V tomto režimu se nejčastěji pohybujeme a nepocítujeme sklony k nevolnosti nebo tzv. mořské nemoci z nízkých kmitočtů při velkých vychýleních, ani naopak bolestivé nárazy z vysokých kmitočtů. Uvedená hodnota odpovídá také přibližně kmitočtu příjemné procházkové chůze.

Vyjádříme-li z uvedeného vztahu statické propružení a dosadíme-li požadované ideální hodnoty vlastních kmitočtů, bude

$$y_{st\ 60} = \frac{300^2}{n^2} = \frac{90\ 000}{3\ 600} = 25 \text{ (cm)},$$

$$y_{st\ 70} = \frac{300^2}{70^2} \doteq 18,5 \text{ (cm)},$$

kde  $y_{st\ 60}$  je statické propružení kola pro kmitočet 60 (cm),

$y_{st\ 70}$  – statické propružení kola pro kmitočet 70 (cm).

Vypočtené hodnoty nemůžeme použít, neboť celkové propružení kola by muselo být v rozmezí 35 až 50 cm, což je konstrukčně neřešitelné. Běžné hodnotě statického propružení u motocyklů kolem 4 cm odpovídá poměrně vysoký kmitočet kolem 150 kmitů za minutu.



Ze vztahu je zřejmé, že pokud jsou velikosti statického propružení předního a zadního kola různé, což je v praxi vždy, vychází pro přední a zadní systém i rozdílný kmitočet. Tyto kmitočty se nazývají vlastní kmitočty.

Odpružení má za úkol citlivě a progresívně reagovat na nerovnosti terénu, aniž by jeho vzájemně se pohybující části dorážely. Aby mohlo tento úkol splnit, musí být pružiny schopné akumulovat dostatečnou deformační práci, která je u vinutých pružin s konstantním stoupáním pro jednu pružinu dána vztahem

$$L_{\text{def}} = \frac{Fy}{2} \quad (\text{J}),$$

kde  $L_{\text{def}}$  je deformační práce pružiny (J),

$F$  – maximální síla jedné pružiny (N),

$y$  – maximální průhyb pružiny odpovídající síle  $F$  (m).

Charakteristika pružiny, tj. závislost síly na průhybu, je zde přímková a její deformační práce je dána plochou trojúhelníka, jehož odvěsnami jsou hodnoty  $y$  a  $F$ .

Velikost deformační práce se volí především se zřetelem na určení motocyklu, velikost jeho odpružené hmoty a použitý pružicí systém.

Na první pohled není žádným problémem vypočítat z uvedené rovnice pro zvolené hodnoty deformační práce  $L_{\text{def}}$  a maximálního průhybu  $y$  potřebnou sílu  $F$  a podle ní dimenzovat pružinu. Tento postup však má své úskalí. Jestliže totiž vyjde síla  $F$  vysoká, vyjde i malá hodnota již zmíněného statického propružení, a tím podle dříve uvedené rovnice i nepříznivě vysoký vlastní kmitočet  $n$ .

Popsaný případ nastává u motocyklů často. Aby bylo možno vyhovět oběma požadavkům, tzn. dosáhnout při zvoleném zdvihu dostatečně velké deformační práce i uspokojivě nízkého vlastního kmitočtu, nenavrhují se pružiny se stoupáním konstantním, ale proměnlivým. V tomto případě při určité deformaci začnou dosedat závity pružiny postupně na sebe, čímž se mění počet činných závitů a tuhost pružiny, která je definována jako velikost okamžitého poměru  $F:y$ , postupně progresívně vzrůstá. Progresivní se proto nazývají i takto provedené pružiny. Je zřejmé, že jejich deformační práce, daná opět plochou pod charakteristikou pružiny, je větší než u původní pružiny s konstantním stoupáním, přičemž statické propružení kola  $y_{\text{st}}$  se nezměnilo. Progresivní pružiny se často používají u předního i zadního odpružení cestovních, terénních i soutěžních motocyklů.

Nevýhodou progresivních pružin je jejich obtížnější výroba, a proto se někdy nahrazují pružinami, které jednou nebo dvakrát během své délky mění hodnotu stoupání. Výpočet takových pružin je zcela jednoduchý; počítáme je ve dvou nebo třech úsecích. Pro první úsek uvažujeme všechny pružicí závity. Druhý početní úsek nastává v okamžiku, kdy závity s nejmenší roztečí na sebe dosedly a jejich počet musíme odečíst. V posledním úseku bereme v úvahu pouze zbytek pružicích závitů s největší roztečí.

Dnes se začíná i uplatňovat vinutí progresivních pružin z drátu o rostoucím průměru, které mají v nezátíženém stavu konstantní stoupání. Určitým řešením



pro získání přibližné charakteristiky progresivního pružení je i vhodná kombinace pružiny s konstantním stoupáním závitu s progresivním hydraulickým tlumením.

U soudobých motocyklů mají přední i zadní pružicí systém běžně dvě pružiny. Je třeba připomenout, že tyto pružiny mají být v zájmu co nejlepšího odpružení a vedení stroje s dostatečnou přesností stejné. Před jejich namontováním proto doporučujeme zkontrolovat jejich volnou délku a sílu při maximálním možném stlačení. U progresivních pružin je lépe proměřit celou jejich charakteristiku, nebo alespoň sílu pro několik průhybů. Lze to provést pomocí dlouhého posuvného měřítka a váhy o vhodném rozsahu. Nestejnost pružin se vlivem opotřebení uplatňuje tím více, čím déle je stroj v provozu.

Ze znalostí základů fyziky si jistě vzpomeneme a snadno odvodíme, že zcela ideální progresivní charakteristiku musí mít vzduchové pružiny — to je uzavřený objem vzduchu, který se stlačuje směrem k nulové hodnotě. Vzduchové pružiny používané k odpružení vozidel jsou v zásadě dvou druhů. Prvním systémem je plyn v uzavřeném neprodyšném pružném obalu, na který působí síly od pružení, nejčastěji prostřednictvím tlaku oleje. Druhý typ pružin představuje vzduchový objem ve válci, na který přímo působí píst spojený s neodpruženými částmi vozidla.

Výhody vzduchového nebo kapalinoplynového pružicího systému jsou nepopiratelné a v praxi se projevily například na mnoha sériích automobilů Citroën a na některých sportovních, především terénních motocyklech. U cestovních strojů jsou s tímto systémem pružení stále potíže. První druh je pro motocykly dost složitý a u druhého je stále problém s dosažením absolutní těsnosti při sériové výrobě a dlouhodobém provozu.

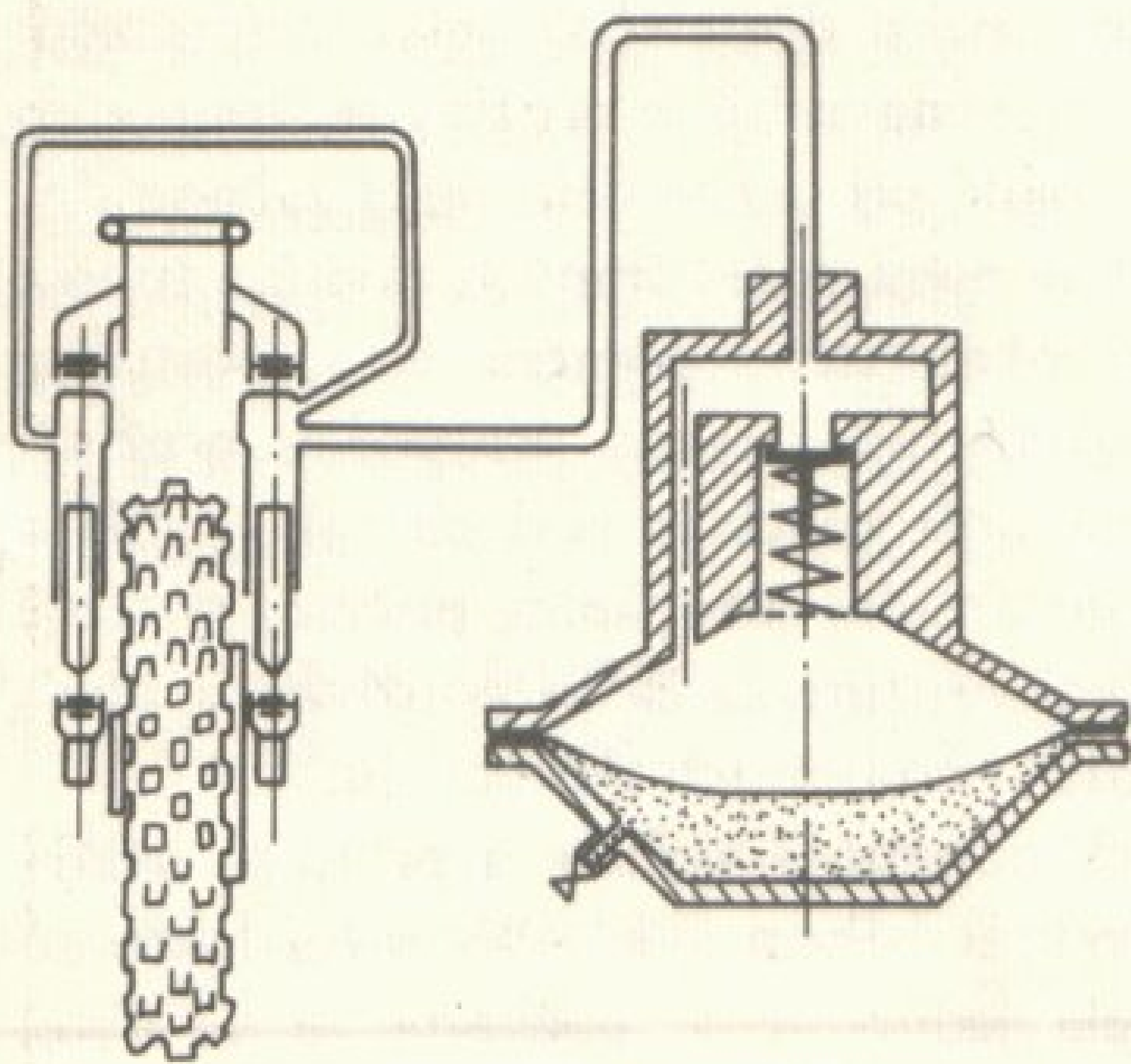
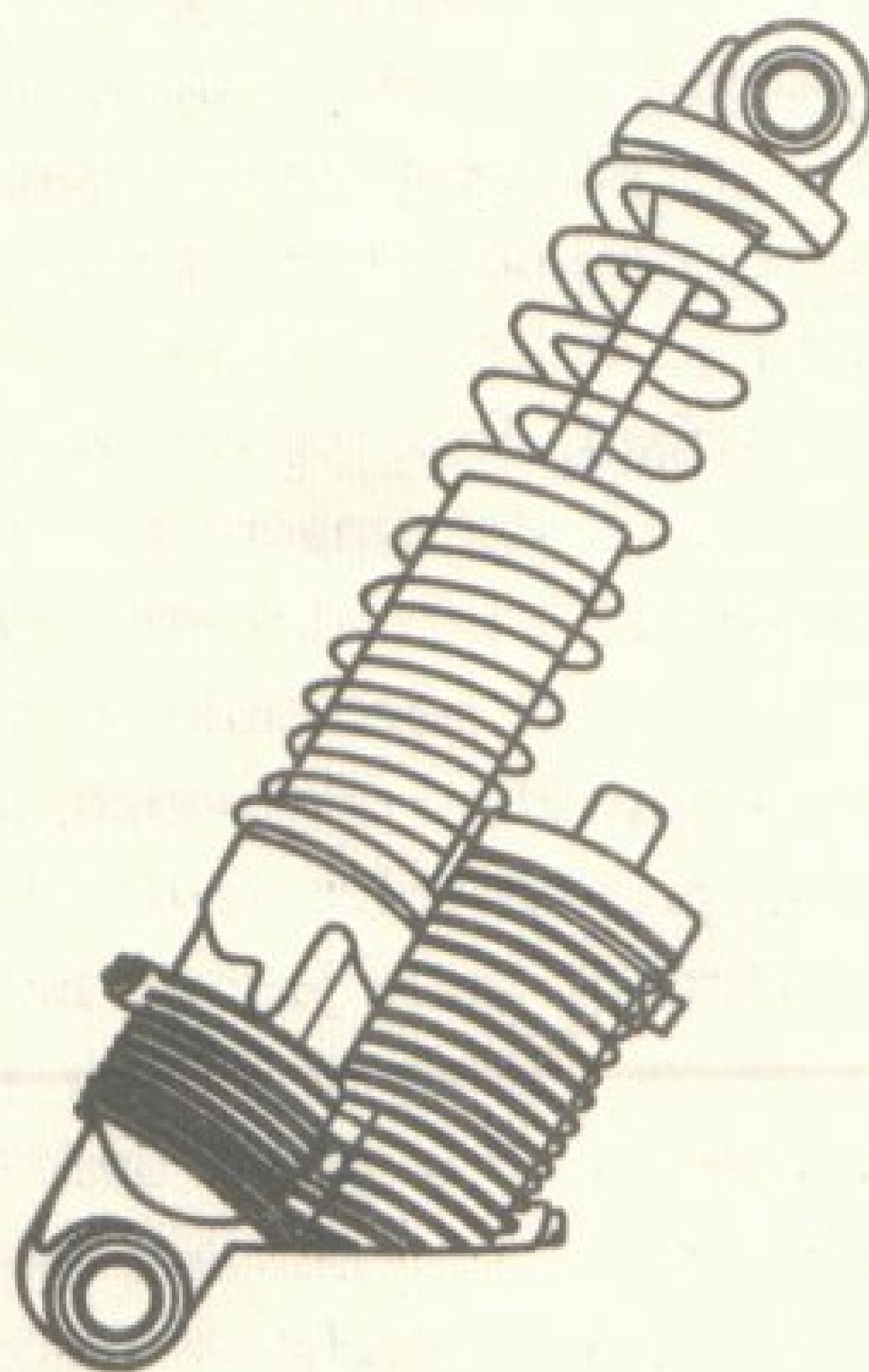
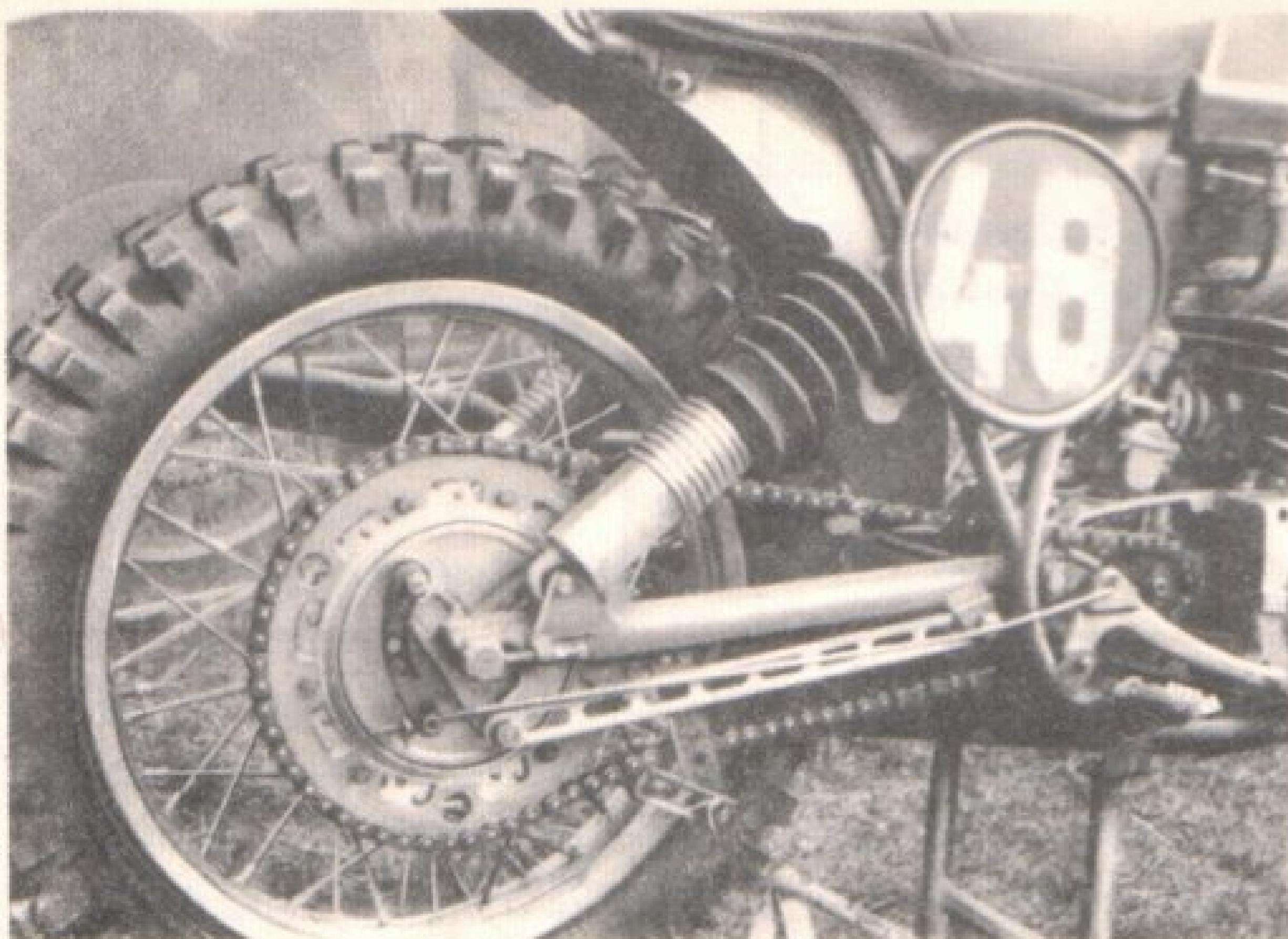


Schéma vzduchokapalinového odpružení (terénní KTM), kde kapalina je vedena potrubím od obou jednotek do společného tělesa s pružnou membránou a působí na stlačený objem vzduchu. Zpětný pohyb jednotek brzdí jednosměrně působící ventil



U vzduchokapalinových pružicích jednotek Marzocchi s pomocnou pružinou působí píst přímo na stlačený vzduch





Praktické použití vzduchových jednotek bez pomocných pružin se vzduchem umístěným přímo ve válcích jednotek je spojeno s terénními motocykly ČZ a sezónou 1974

### *Tlumení*

Tlumení je důležitou součástí pružicího systému. Najede-li kolo na překážku, propne pružinu a pružicímu systému se tak dodá energie. Kdyby se vzájemný pohyb odpružených a neodpružených hmot netlumil, kmital by motocykl teoreticky neustále harmonickým periodickým pohybem. Praktickým důsledkem by pak bylo rozhoupání stroje po přejezdu i jediné nerovnosti.

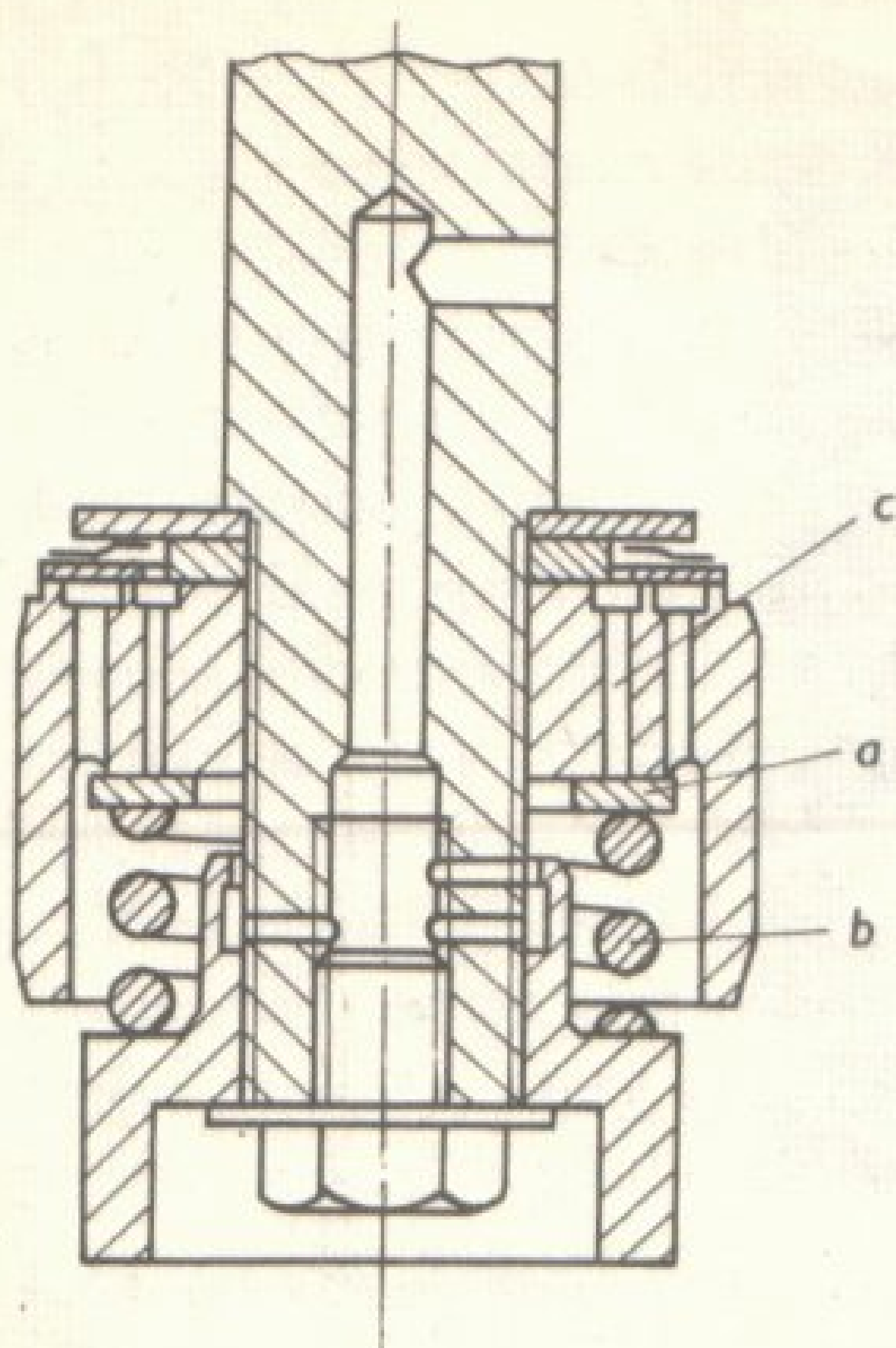
Zvlášť důležité je tlumení tehdy, jede-li vozidlo přes stejně od sebe vzdálené nerovnosti takovou rychlostí, že frekvence nárazů těchto nerovností na přední a zadní kolo je stejná jako vlastní frekvence odpružení některého z kol. V tomto případě by došlo k tzv. rezonanci, při níž by začalo toto kolo odskakovat od terénu anebo by výchylky odpružení vzrostly tak, že by docházelo k jeho dorážení. Těmto nebezpečným jevům lze zabránit pouze účinným tlumením.

Tlumení má své oprávnění nejen v těchto zvláště nebezpečných provozních případech. Pružení musí být tlumeno i pro běžné provozní podmínky, neboť jen tak lze zaručit bezpečnou jízdu stroje a jezdcí potřebnou míru pohodlí. Pro bezpečnou jízdu je třeba, aby bylo kolo pokud možno neustále ve styku s vozovkou, a pohodlí jezdce vyžaduje, aby svislé zrychlení kmitání podvozku stroje bylo pokud možno minimální. Splnění obou těchto požadavků závisí na kvalitě odpružení a tlumení předního a zadního kola a na jejich vzájemném optimálním sladění.

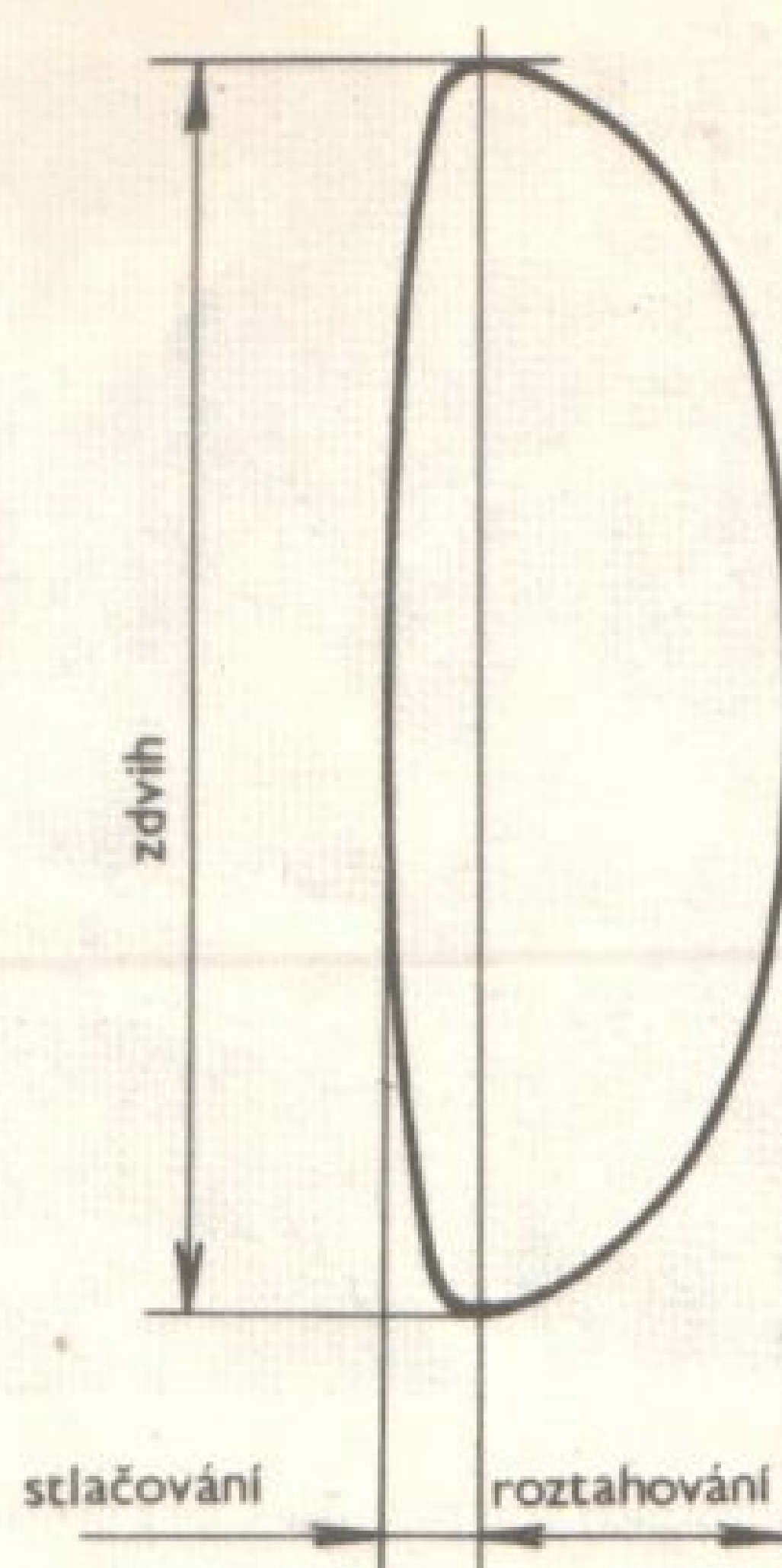
Teorie kmitavého pohybu pružení a jeho tlumení je složitá a nemůžeme se jí podrobně zabývat. Uvedme však alespoň některé požadavky na tlumení, které z ní vyplývají a jsou ověřeny praxí.

Tlumení předního i zadního pružicího systému obstarávají tlumiče pružení, které mají mít tyto hlavní vlastnosti:





Olejevý tlumič (jednotka Koni) klade menší odpor při stlačování, kdy tlak oleje působí na destičku *a*, překoná sílu pružinky *b* a proudí otvory *c*. Při roztahování je tento přidavný systém průchodu oleje uzavřen



Příklad průběhu odporu tlumiče při stlačování a zpětném zdvihu

Je třeba, aby kolo mohlo po najetí na vysokou nerovnost rychle propužít, aby došlo jen k malému nadzdvížení odpružené části vozidla s jezdce, a to s malým zrychlením. Stlačování tlumiče sice musí být z již zmíněného důvodu tlumeno, ale je vhodné, aby tlumení tohoto pohybu bylo poměrně malé. V pružicím systému se při propužení akumuluje velká energie, a ta se poté, kdy kolo opustí překážku, snaží uvést pružicí systém do polohy statického propužení. Tento zpětný pohyb musí být vhodnou měrou tlumen. Kdyby bylo tlumení příliš malé, pak by snadno docházelo k překmitávání pružicího systému přes statickou polohu a motocykl by se rozhoupal. Naopak, kdyby bylo tlumení příliš velké, nestačilo by se pružení včas vrátit do blízkosti statické polohy. Kdyby pak stroj najel na další velkou nerovnost, byl by pružicí systém schopný akumulovat jen malou energii a došlo by k jeho doražení se všemi negativními průvodními jevy. Velikost tlumení při zpětném zdvihu tlumiče musí být proto volena velmi uvážlivě, musí však být vždy podstatně větší než při jeho stlačování.

Tlumič musí umožnit, aby pružicí systém citlivě reagoval i na malé nerovnosti terénu. Při nepatrných a pomalých pohybech musí proto být tlumení malé.

Ze spojení předchozích požadavků tedy vyplývá, že velikost tlumení má být úměrná rychlosti pohybu; při jeho malých rychlostech má být tlumení malé a s rychlostí má vzrůstat.

Dříve používané třecí tlumiče nemohly uvedenému požadavku vyhovět, neboť jejich odpor je nejvyšší právě při malých rychlostech. Tato skutečnost také způsobuje,



že teleskopická přední vidlice, jejíž posuvný pohyb se tlumí i třením, není pro odpružení malých nerovností dostatečně citlivá. Tento nedostatek lze částečně omezit její vhodnou konstrukcí, použitím vhodných třecích materiálů k uložení kluzáků, jemným obrobením třecích ploch, dostatečným mazáním apod.

Požadavkům tlumení dobře vyhovují moderní hydraulické tlumiče. Jejich konstrukce bývá různá, a mnohdy značně složitá, jejich základní princip je však shodný. Základem je vždy válec, v němž se pohybuje v kapalinové náplni pístek. V pístku jsou otvory, jimiž při pohybu kapalina protéká z jedné strany pístku na druhou. Z hydrauliky je známo, že píst stejně jako každé těleso pohybující se v kapalině klade pohybu tím větší odpor, čím větší je rychlost, kterou se pohybuje. Má dvoučinný ventil, který způsobuje, že celkový průtokový průřez otvorů je větší při stlačování tlumiče než při jeho zpětném roztahování, a proto je odpor tlumiče při stlačování menší než při jeho roztahování.

Průběh tlumicí síly — tj. odporu hydraulického tlumiče — při stlačování a roztahování harmonickým pohybem můžeme zakreslit do diagramu, který udává průběh tlumicích sil při práci tlumiče v obou směrech. Diagram získáme na zkušebním zařízení, které mají výrobní závody, popř. specializované servisy a opravny. Diagram se většinou snímá při frekvenci pohybu 70 1/min a při 65 až 75 % maximálního zdvihu tlumiče. Tvar diagramu požadovaného tlumiče má být přibližně takový jako u tlumiče, který se pro podobný typ motocyklu osvědčil. Větší odchylky je nutno považovat za vadu tlumiče.

Požadavky velikosti tlumicích sil u motocyklů nejsou jednoznačné, neboť závisejí na mnoha okolnostech, především na určení motocyklu, jeho odpružené hmotě, rozmezí používaných rychlostí, hmotě jezdce, druhu pružení a jeho zdvihu atd. Pro lepší názor však lze uvést, že poměr tlumicí síly při roztahování k síle při stlačování bývá téměř u všech motocyklů v rozmezí 4 : 1 až 10 : 1.

I u nejlépe vyřešeného pružení a tlumení se může stát, že přední nebo zadní kolo dostane tak velký náraz, že potřebná deformační práce pružicího systému a práce tlumiče není dostatečně vysoká. U terénních a soutěžních strojů může nastat tato situace poměrně často při skocích nebo při rychlém nájezdu na velkou nerovnost; tato možnost není však vyloučena ani u cestovních strojů při přejezdu nečekané nerovnosti větší rychlostí. Pohyblivá část pružicího systému by v tomto případě tvrdě dorazila na nepohyblivou, což by kromě dalších nepříjemných jevů podstatně zvýšilo namáhání nosných částí podvozku, především rámu a přední vidlice, u nichž by snadno mohlo dojít k poruše nebo k trvalé deformaci. K podobnému tvrdému doražení by mohlo dojít i při volném roztahování pružicího systému po jeho předchozím úplném stlačení, tj. při tzv. „vystřelení“ kola. Těmto negativním jevům se zabrání tím, že jsou přední a zadní pružicí a tlumicí prvky vybaveny v obou úvratích svého zdvihu tzv. měkkými dorazy. Tyto dorazy bývají řešeny nejrozličnějším způsobem, jako hydraulické nebo pryžové a mohou absorbovat velkou energii. Dobře vyřešené odpružení vozidla zahrnuje tedy i účinné dorazy pružení.



Přední vidlice jednostopých motorových vozidel spojuje přední kolo s rámem.

Otočné uložení přední vidlice v hlavě rámu nebývá tlumené. Některé, zejména těžší motocykly však mají třecí nebo dokonce kapalinový tlumič řízení, který je velmi žádoucí zejména po připojení sajdkáru k motocyklu, popř. pro jízdu v terénu.

Třecí tlumič se skládá zpravidla z příloček a jednoho nebo dvou třecích kroužků a jeho účinnost se seřizuje stahováním maticí umístěnou nad horním koncem sloupku řízení.

Dokonalejší je kapalinový tlumič, který neomezuje plynulé pohyby řídítek a přední vidlice, ale zabraňuje někdy velmi nepříjemnému rozkmitávání řízení motocyklu. Nevýhodou kapalinového tlumiče je prostor pod nádrží, který zabírá, dále jeho cena a hmotnost.

Důležitou složkou funkce kapalinového tlumiče řízení je jeho činnost bez jakéhokoli mrtvého zdvihu. Úpravy, kterými se této vlastnosti dosáhne, jsou výsledkem dlouhého výzkumu a vývoje specializovaných firem a jsou i předmětem několika patentů.

Neodpružená vidlice se uplatnila na motocyklu pouze v nejranější historii jeho vývoje; dnes se s ní výjimečně můžeme setkat jen na nejlevnějších mopedech anebo spíše na jízdních kolech, vybavených pomocným motorkem.

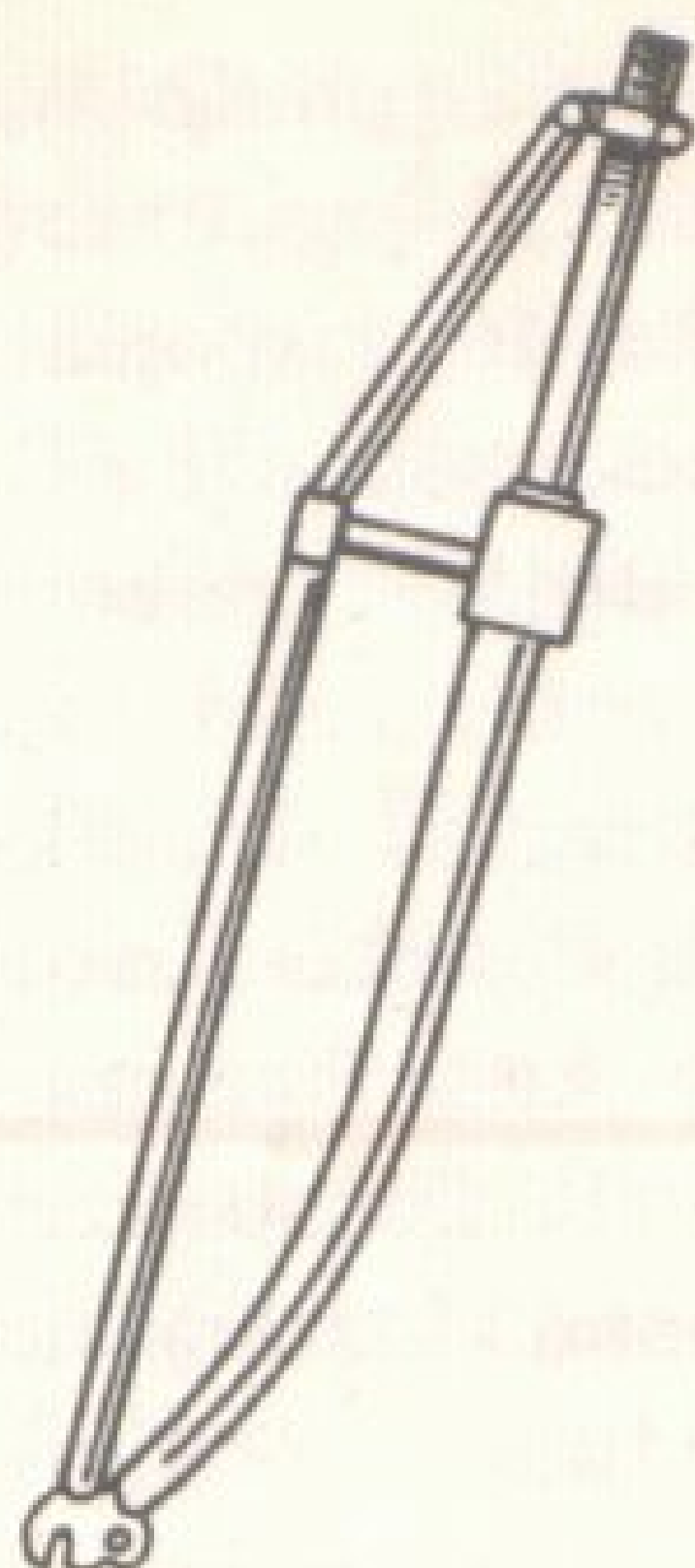
Odpružené vidlice dělíme podle stavby na paralelogramové, teleskopické a kyvné, pomineme-li některé zvláštní konstrukce, které se v průběhu vývoje motocyklů objevily, avšak opět brzy zanikly.

Paralelogramová vidlice spojuje pružicí vidlici s dvěma čepy upevněnými na sloupku řízení pomocí čtyř krátkých rovnoběžných výkyvných ramen. Při propružení se osa předního kola pohybuje po kružnici stejně jako přední čepy na koncích ramen.

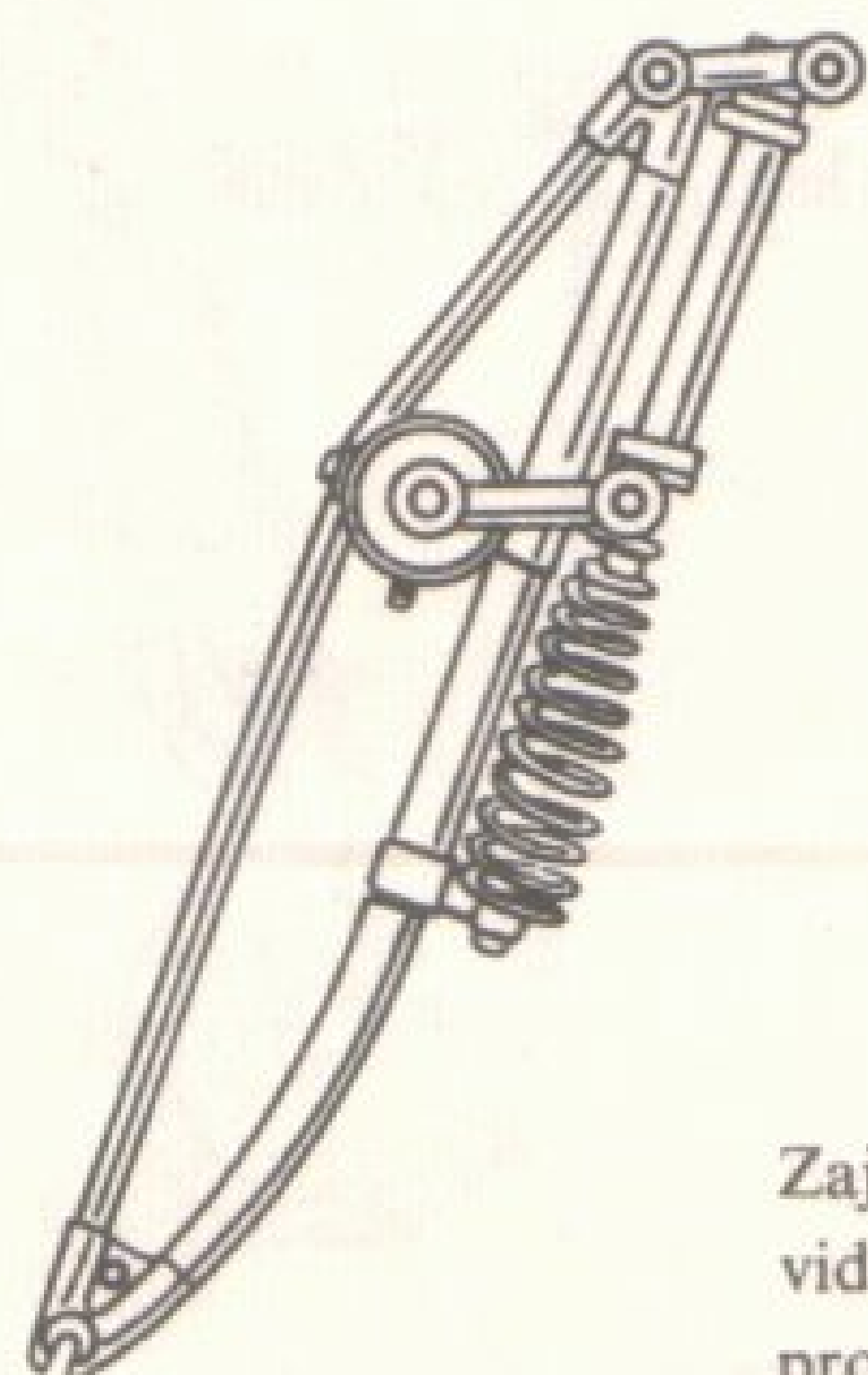
Dlouhé nosné rameno vidlice je lisováno z plechu nebo je trubkové. Krátká výkyvná ramena jsou rovněž lisovaná a jen výjimečně bývají frézována nebo obrobena z výkovků. Čepy paralelogramové vidlice bývaly uloženy v bronzových pouzdrech, která vyžadovala časté mazání. Pružicím prvkem bývá nejčastěji pouze jedna tlačná vinutá pružina, umístěná mezi předním spodním a zadním horním čepem. Při vývoji paralelogramových vidlic se však vyskytly i jiné systémy pružení, např. s dvěma pružinami umístěnými mezi spodním zadním čepem a nosnými rameny vidlice nebo dokonce i s dvěma teleskopickými pružicími a tlumicími prvky, jako na velmi rychlém britském motocyklu Vincent HRD.

Paralelogramové vidlice mají řadu nevýhod, takže je u cestovních i sportovních motocyklů nahradily modernější druhy vidlic. Hlavní nevýhodou jsou velké neodpružené hmoty, obtížnější řešení při rostoucích nárocích na velikost zdvihu pružení, složitější upevnění světlometu, popř. jeho otřesy a také obtížnější řešení uspokojivého vzhledu. Původní nevýhodu této vidlice – časté mazání pouzder – by dnes bylo možné řešit samomaznými ložisky stejně jako u nejmodernějších kyvných vidlic.

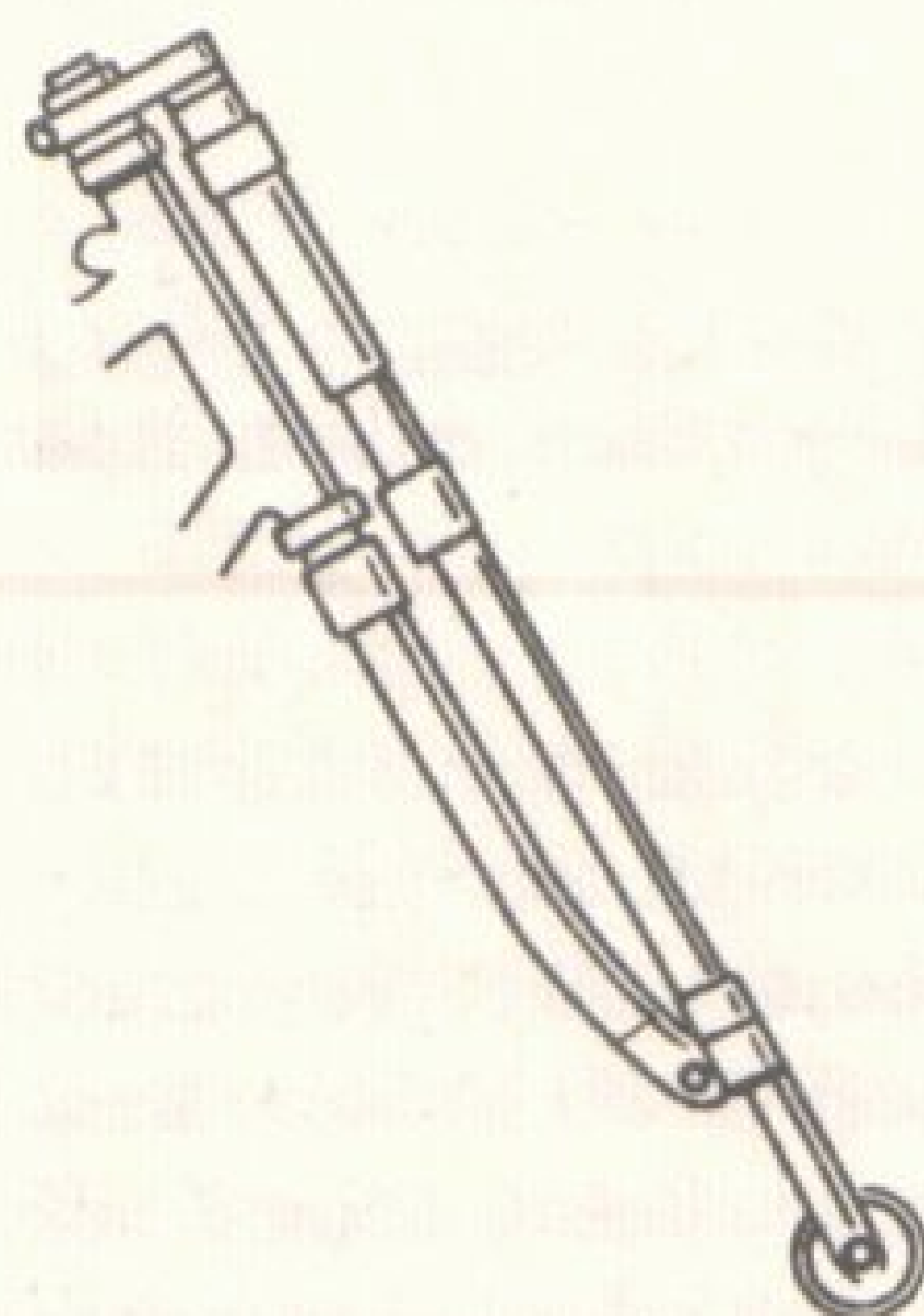




Neodpružená přední vidlice z dob historických motocyklů

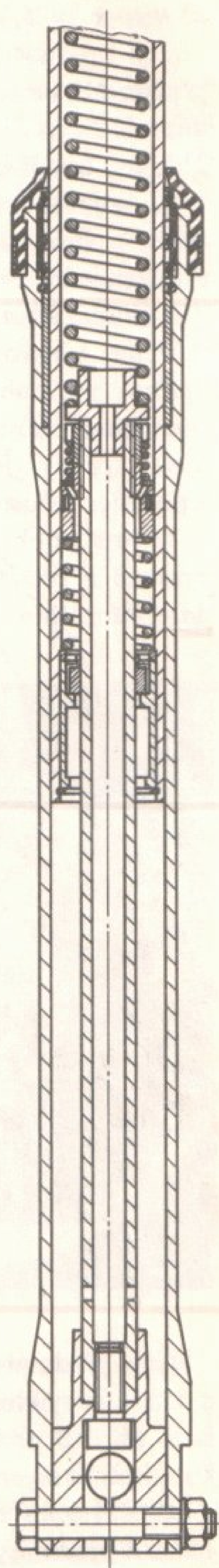


Zajímavý příklad stavby paralelogramové vidlice britské konstrukce Druid s dvěma progresivními pružinami a třecím tlumičem



Předchůdce dnešní teleskopické vidlice z roku 1914 – britský Scott

Moderní přední teleskopická vidlice soutěžního motocyklu Jawa 175 ►



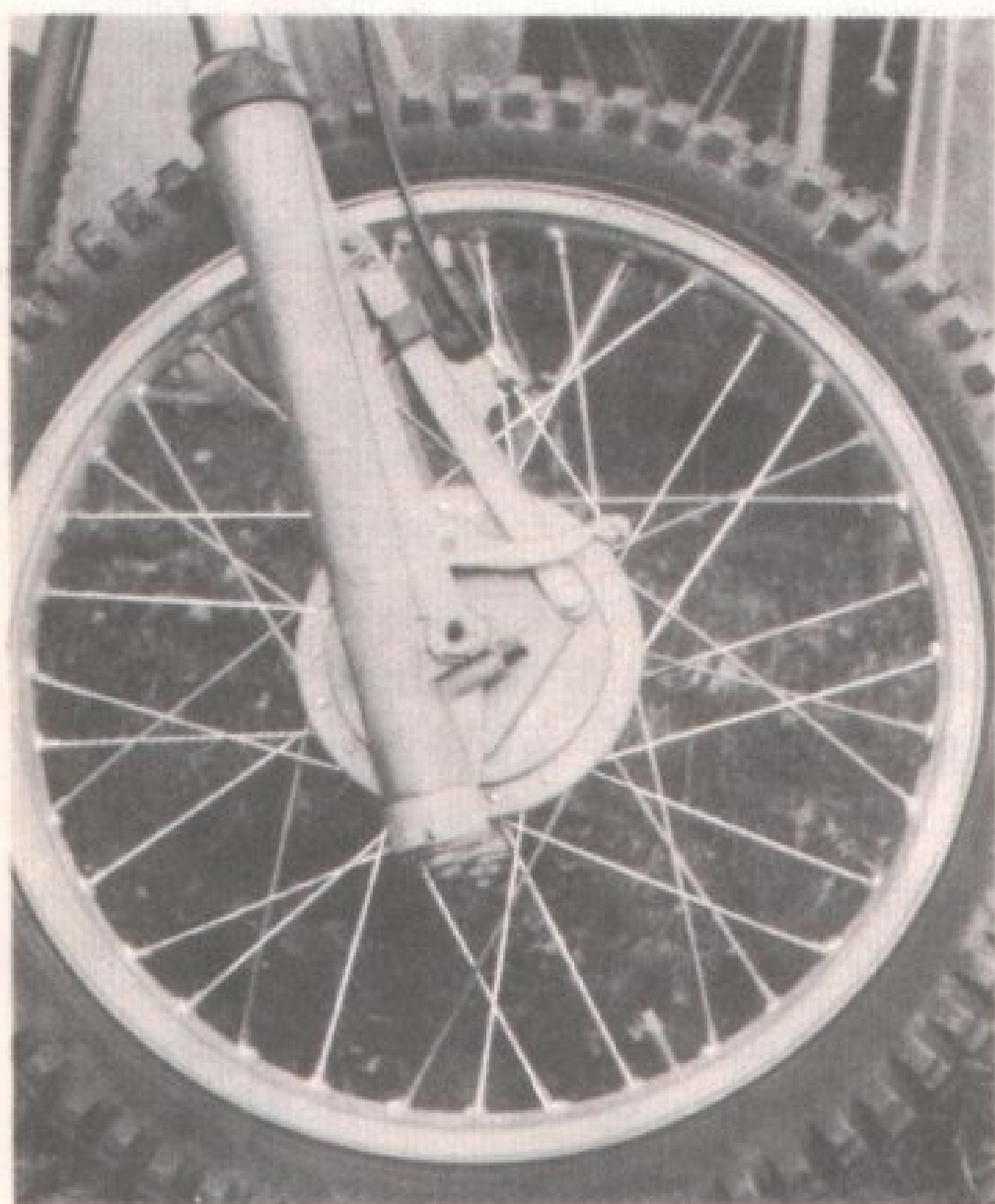


Teleskopická vidlice v dnešním pojetí se poprvé objevila na motocyklech BMW už v roce 1935, avšak běžně se rozšířila až po 2. světové válce.

Její předností je konstrukční ucelenost, možnost zakrytí a vhodného spojení pružicí a tlumicí části. Další předností je dostatečný prostor pro pružinu i při mimořádně velkém propružení kola (poslední cestovní modely BMW dosahují 214 mm) a výhodou je i minimální nutná údržba.

U nejběžnějšího konstrukčního řešení teleskopické přední vidlice je sloupek řízení pevně spojen s dolním nosníkem vidlice a horní nosník je k sloupku řízení přitažen jednou nebo dvěma maticemi. Hlavní funkční částí teleskopické vidlice jsou dvě dlouhé nosné trubky, dva pohyblivé kluzáky a dvě pružiny. Podle konstrukce můžeme teleskopické vidlice dělit na vidlice s vnitřními pružinami, které jsou uloženy v dlouhé nosné trubce a v pohyblivém kluzáku, a na vidlice s vnějšími pružinami umístěnými mezi spodním nosníkem a dolními kluzáky na povrchu nosné trubky. Jen u starších konstrukcí se zasouvaly dolní kluzáky do otvorů a pouzder v nosných trubkách.

Nosné trubky jsou stejně jako kluzáky pevnostně vysoce namáhané, a proto se vyrábějí z poměrně jakostních materiálů. Moderním a vzhledným řešením jsou dolní kluzáky z duralového výkovku s vysokou pevností.



Předsunutí osy kola před osy kluzáků je časté u vidlic terénních motocyklů s mimořádně dlouhým zdvihem — na obr. Maico

Čep předního kola je nejčastěji uložen v objímce na dolním konci kluzáků a protíná osy kluzáků. Výjimečně bývá umístěn před osou kluzáků, které pokračují ještě níž, až pod něj. Vidlice tohoto typu umožňují zachovat velké propružení kola i při zkrácené vzdálenosti mezi osou kola a neustále snižovanou hlavou rámu.

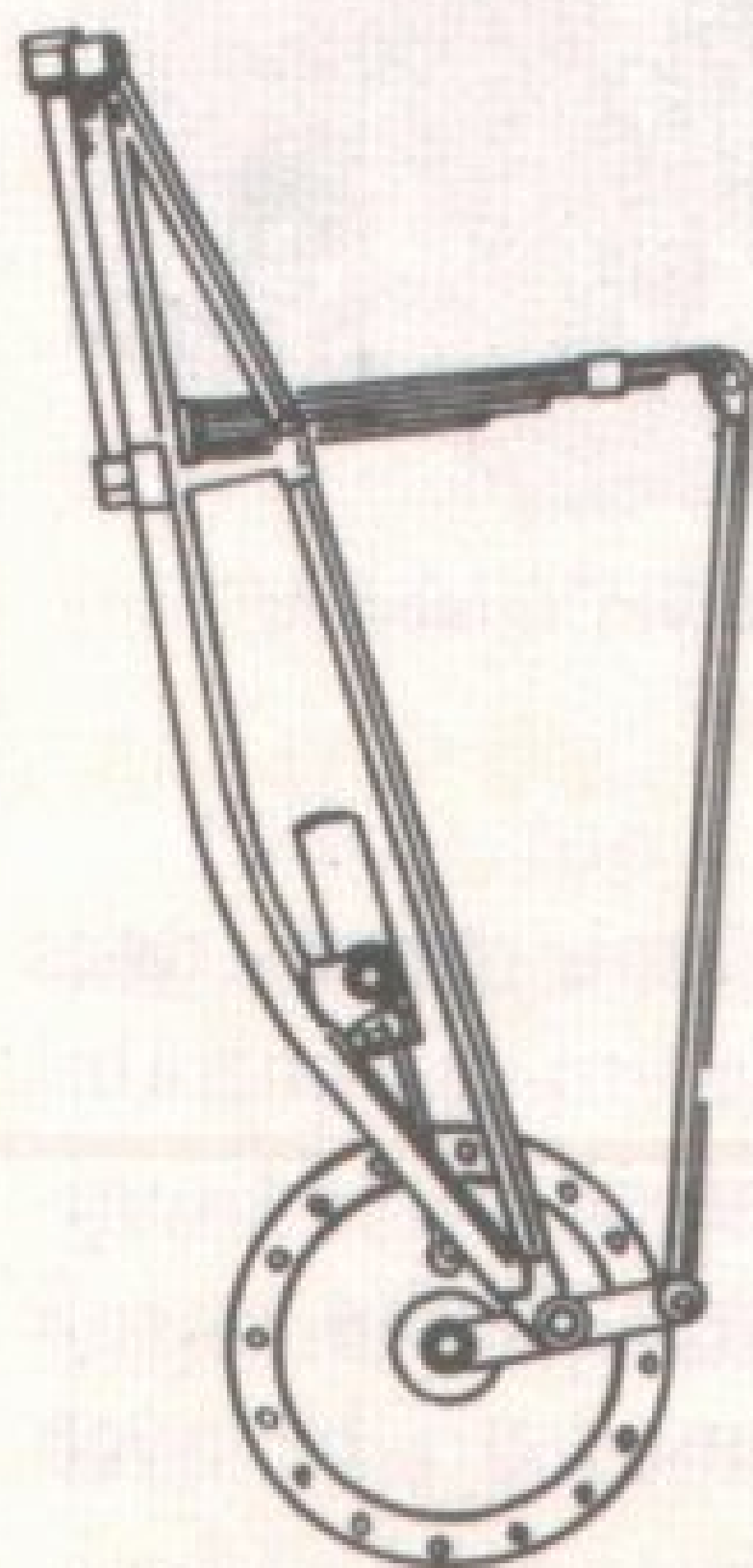
Přední teleskopické vidlice mívají hydraulické tlumení, ale méně účinné než zadní a přední kyvné vidlice. Je to způsobeno tím, že hydraulické tlumení je u nich



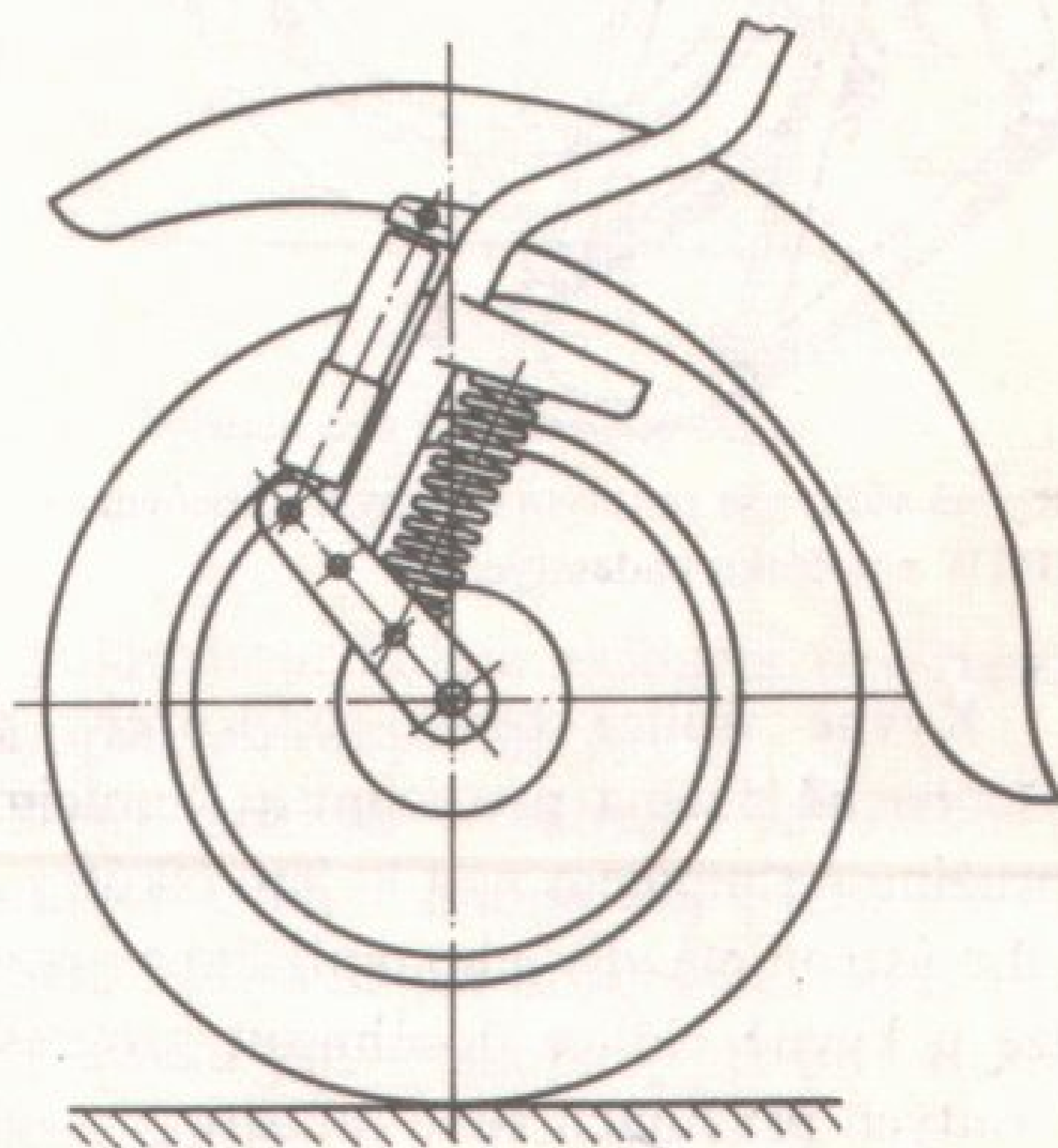
jen doplňujícím k tlumení třením, které je s jejich konstrukcí nezbytně spojeno. Hydraulický tlumič bývá u teleskopických vidlic konstruován různě, jeho funkce je však v zásadě stejná jako u zadních jednotek.

Nevýhodou teleskopické vidlice je větší tření při propnutí, které zhoršuje sledování jemných nerovností vozovky předním kolem. Dalším záporem ve srovnání s moderní kyvnou vidlicí je větší neodpružená hmota spodního kluzáku.

Přední kyvná vidlice je rovněž jedním ze způsobů moderního odpružení předního kola. Její princip záleží v uložení čepu kola na kyvném ramenu, které je uloženo na nosné části vidlice, spojené se sloupkem řízení. Rozeznáváme dva základní druhy kyvných vidlic, a to sunuté (tlačené) a vlečené. U sunuté vidlice je osa předního kola před osou kývání vidlice, u vlečené vidlice je za touto osou.



K netypickým předním vidlicím patří vidlice amerických motocyklů Indian z desátých až třicátých let s charakteristickými krátkými vlečnými raménky zavěšenými na čtvrteliptickém listovém peru

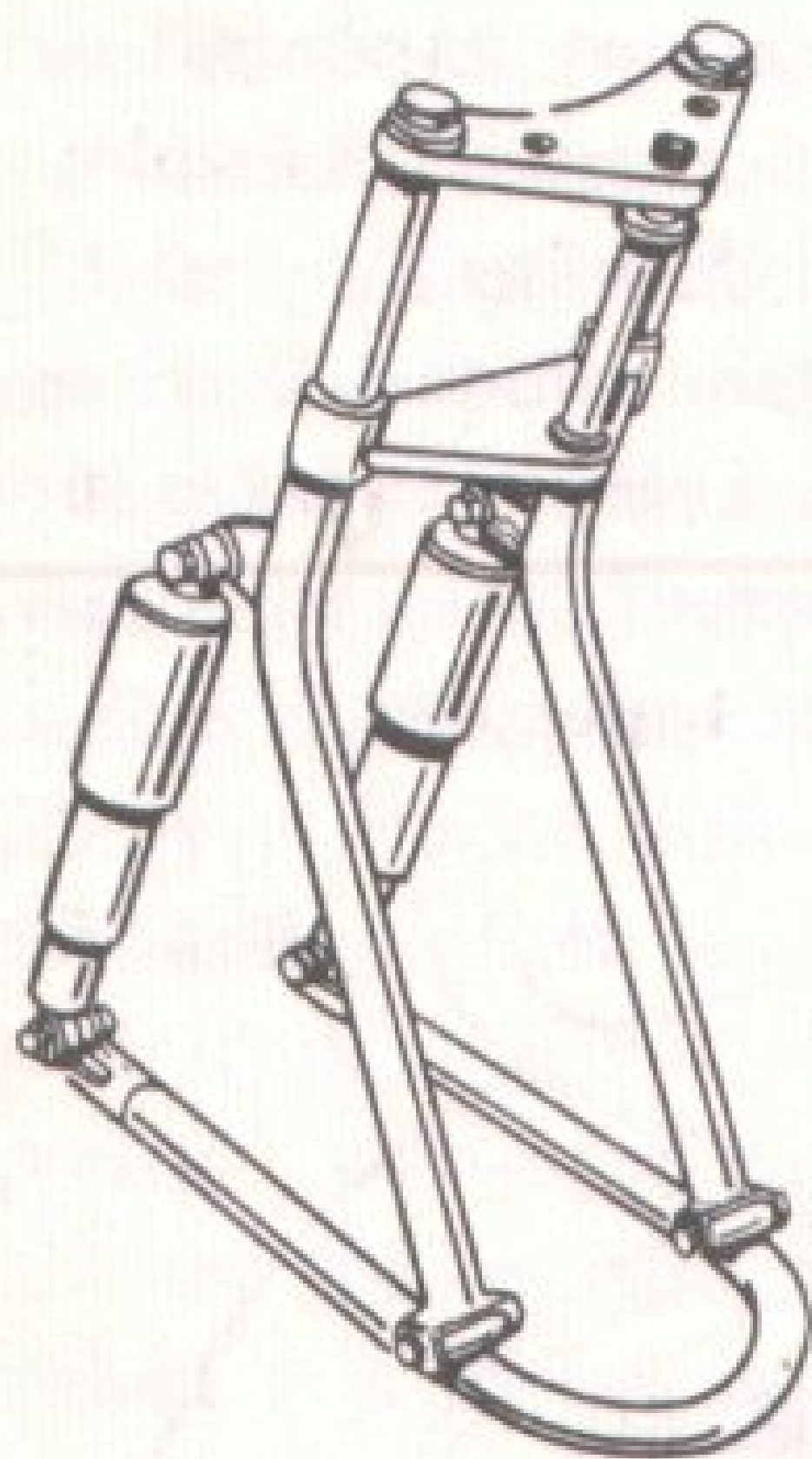


Přední kyvné vidlice se často objevují u skútrů, a to i s krátkým vlečným raménkem – na obr. Vespa

Vlečené vidlice se u novějších konstrukcí vůbec nevyskytují, neboť celá vidlice má velký moment setrvačnosti k ose řízení, který výrazně ztěžuje řízení motocyklu. Sunuté vidlice můžeme dále dělit na vidlice s krátkým a dlouhým ramenem. Oba druhy mají společnou výhodu v malých neodpružených hmotách a malém pasívním odporu při pružení, což umožňuje větší citlivost vidlice.

Předpokladem tuhého uložení kola v přední kyvné vidlici je nejen dostatečně silný nosník, ale i tuhost vlastní vidlice. Vidlice s dlouhým tlačeným ramenem tvoří jeden pevný celek propojený za pneumatikou kola, takže podmínka tuhosti je snadno splněna. Obtížnější řešení je u vidlic s krátkým tlačeným ramenem, kde čepy, kolem kterých se vidlice pohybuje, musí být dva. I zde se proto někdy volí konstrukce vidlice jako jednoho celku prodloužením a spojením obou ramen za pneumatikou.





Kyvná vidlice se sunutým dlouhým ramenem — BMW z počátku padesátých let



Kyvná vidlice s krátkým sunutým ramenem — silniční závodní ČZ z roku 1958

Kyvné vidlice bývají odpruženy dvěma pružicími jednotkami, popř. dnes všeobecně dvěma pružicími a tlumicími prvky. Výjimečným řešením je centrální pružina s tlumičem nad kolem (skútry Manet a Tatra). Na volbu pružin i tlumičího ústrojí má vliv jeho umístění a upevnění. Vhodným skloněním pružicího ústrojí lze u kyvné vidlice dosáhnout progresivní charakteristiky pružení i při běžných vinutých pružinách stále tuhosti.

Geometrie přední vidlice má jeden základní údaj, a to stopu vidlice, i když někteří mladí jezdci posuzují především sklon vidlice. Úhel sklonu vidlice je však pouze jednou z veličin ovlivňujících velikost stopy.

Stopa je vzdálenost mezi průsečíkem osy řízení s vozovkou a bodem dotyku pneumatiky předního kola na vozovce. Bod dotyku pneumatiky můžeme přesněji určit jako střed plochy styku pneu s vozovkou nebo jako průsečík kolmice spuštěné k vozovce u středu osy předního kola. Základní hodnota stopy se udává při vozidle staticky zatíženém, avšak její velikost se obvykle mění se zatížením, a proto mají význam její hodnoty i při odlehčení a při plném stlačení.

Hodnota stopy  $s$  je určena vztahem, který lze snadno odvodit:

$$s = R_k \operatorname{tg} \alpha - \frac{a}{\cos \alpha} \quad (\text{cm}),$$

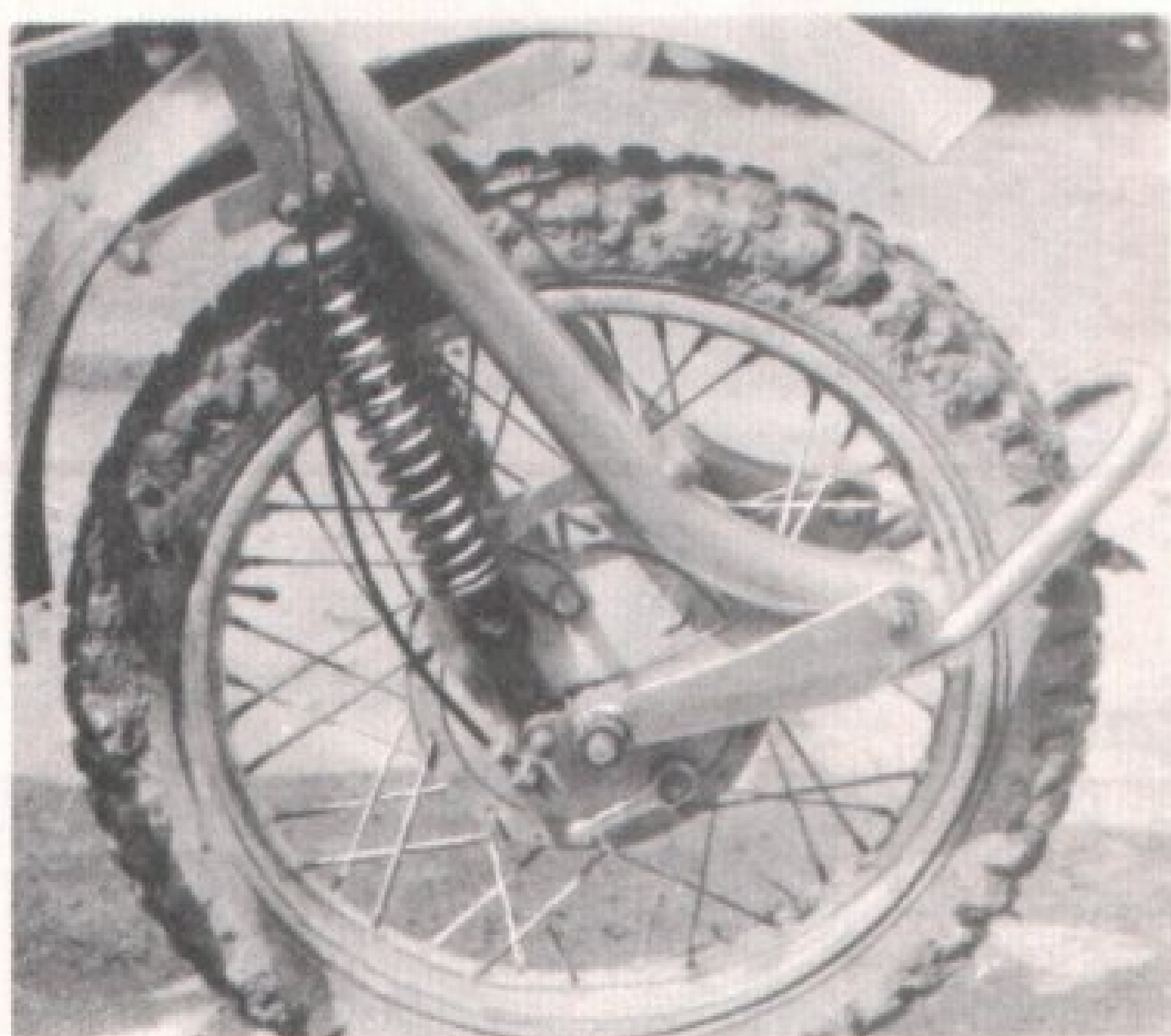
kde  $s$  je délka stopy (cm),

$R_k$  — dynamický poloměr předního kola (cm),

$\alpha$  — úhel sklonu osy řízení od svislé roviny (rad),

$a$  — předsunutí osy předního kola před osu řízení (cm).





Příklad mohutné přední kyvné vidlice s vlečeným ramenem z terénního motocyklu se sajdkárem

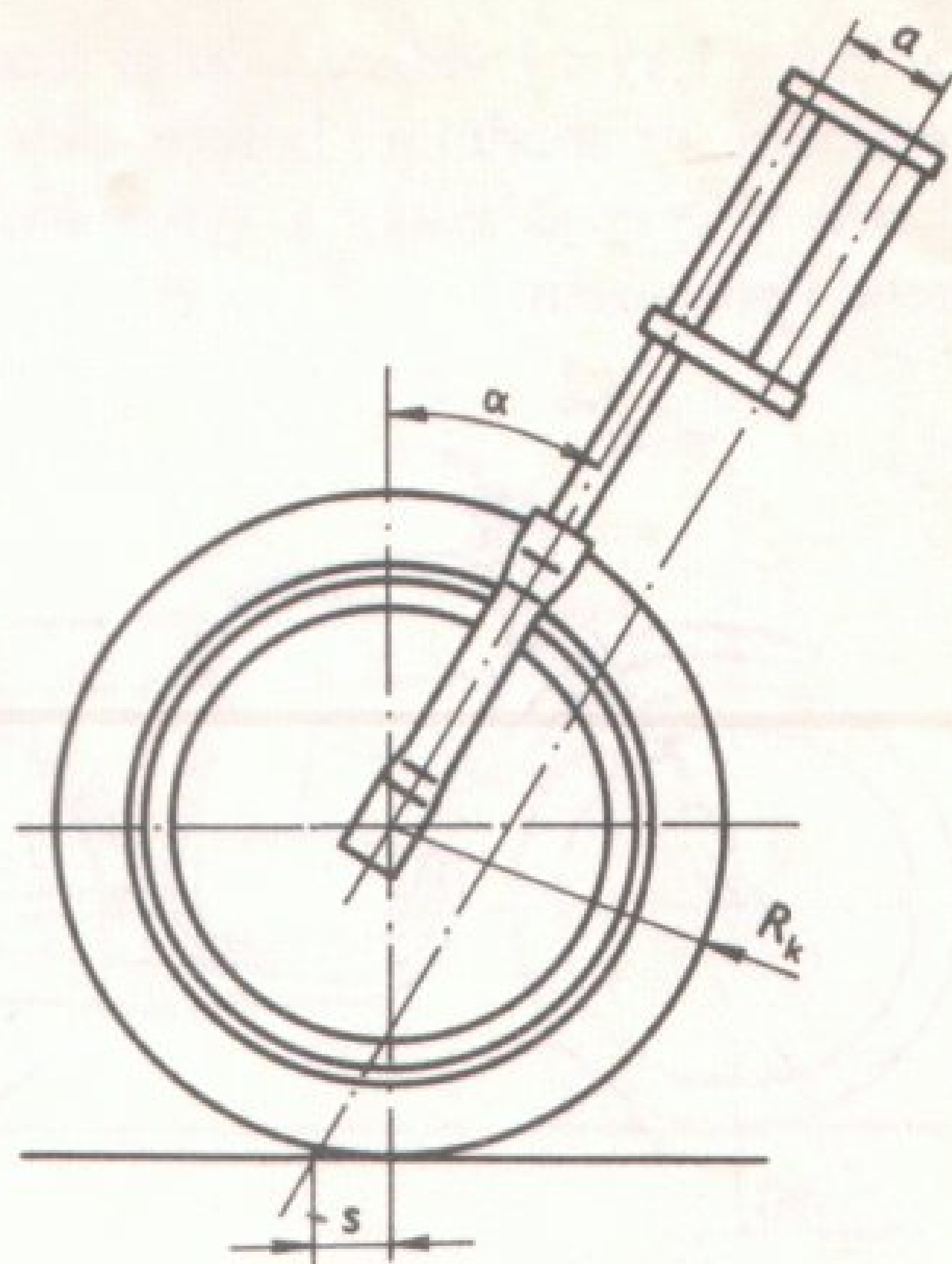


Schéma pro určení délky stopy

Délka stopy tedy vzrůstá s rostoucím poloměrem kola a sklonem osy řízení, ale zmenšuje se naproti tomu při zvětšování předsunutí přední osy.

U přední teleskopické vidlice se délka stopy mění jen nepatrně v závislosti na propružení (změna je dána pouze jinou hodnotou úhlu sklonu osy řízení při nestejném propružení předního a zadního kola), i když se při propružení podstatně zmenšuje rozvor. U přední kyvné vidlice je tomu právě naopak; při propružení se mění stopa, zatímco rozvor je přibližně konstantní.

Délka stopy udává především stabilitu jednostopého motorového vozidla. Při vyšší hodnotě (kolem 100 mm) je motocykl velmi dobře ovladatelný při jízdě po rovinách a řízení se po vychýlení samo srovnává, avšak najíždění do prudkých zatáček je obtížnější. U krátké stopy (kolem 55 mm) je stroj labilní na vlnitém rovinatém úseku, ale vedení do zatáček je lehké. Obecně lze říci, že silniční motocykly mají delší stopu a motocykly pro terén stopu kratší. Nejmenší hodnoty stopy bývají u speciálních motocyklů pro šlapačkové soutěže.

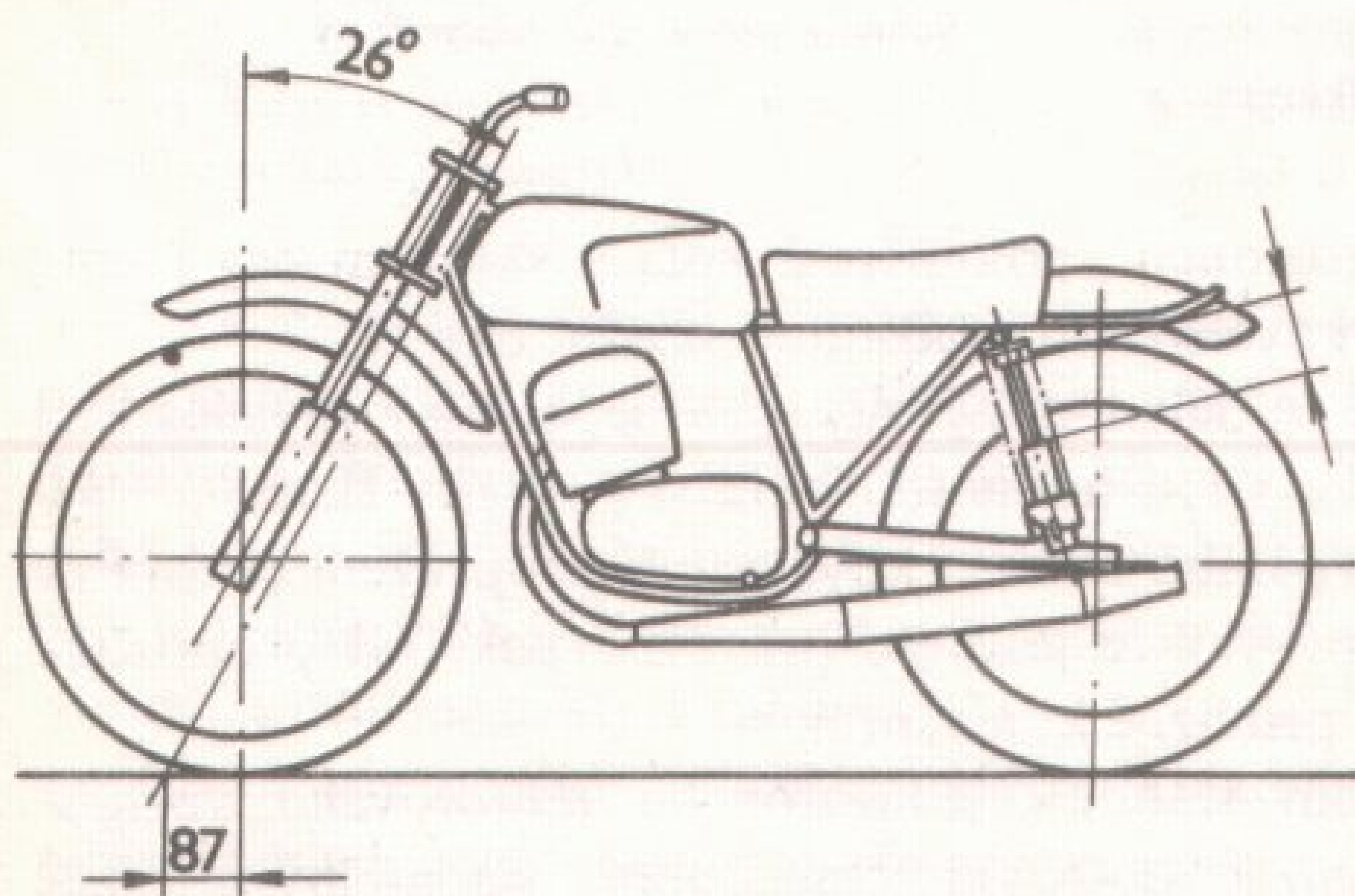
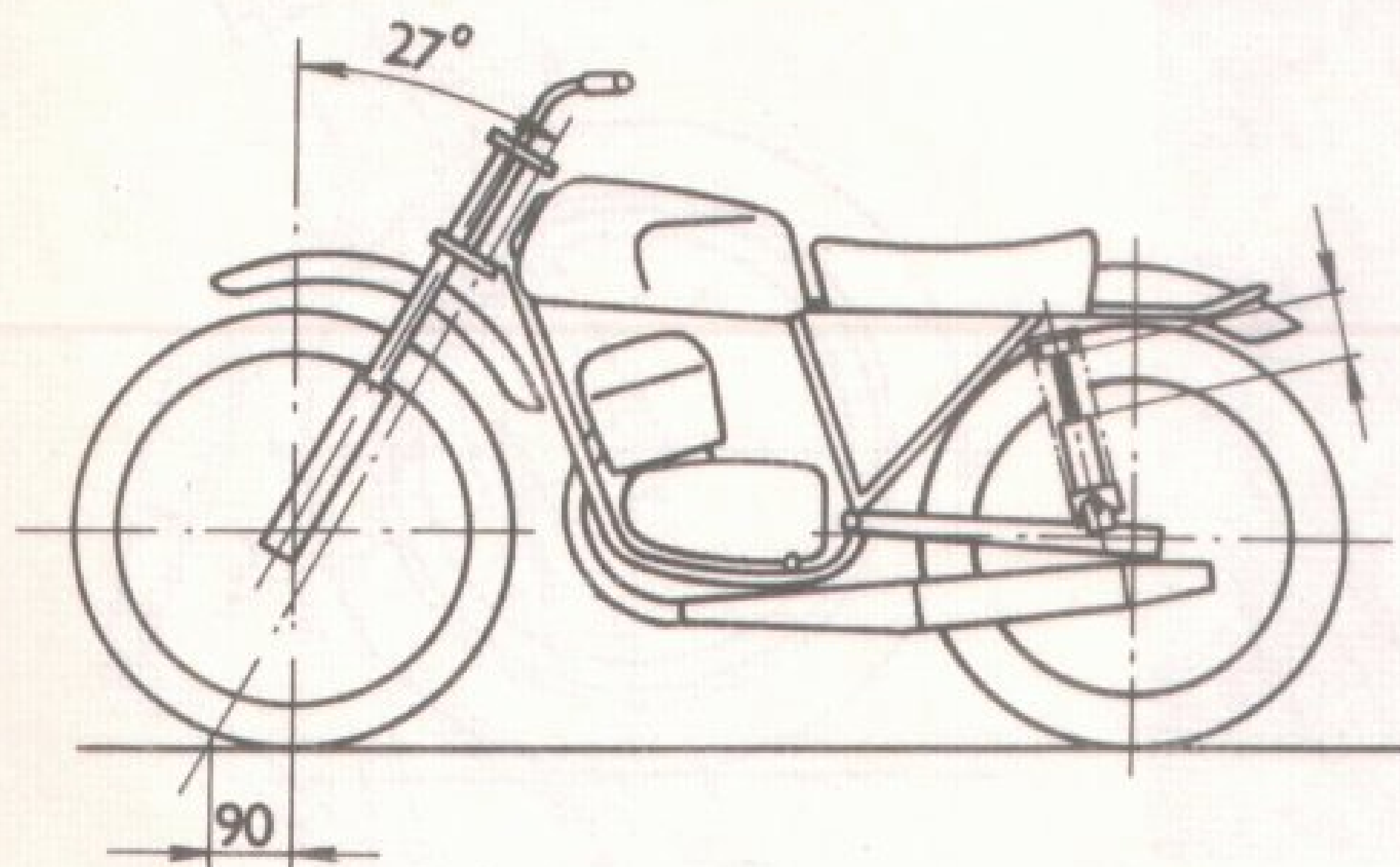
### *Pružicí a tlumicí jednotky*

Postupným vývojem se pružiny a tlumiče zadního pružení sloučily do společného konstrukčního celku, tzv. pružicích a tlumicích jednotek. Tyto jednotky vyrábí řada výrobců ve velkém sortimentu. U moderních sportovních strojů jsou běžné u zadních a předních kyvných vidlic.

Všechny běžně používané pružicí a tlumicí jednotky, a to pro cestovní i speciální sportovní stroje, mají společnou základní koncepci. Jsou upevněny do záchyty



na rámu i kyvné vidlice jedním šroubem, který prochází rozpěrnou trubkou oka jednotky. Ve spodním i horním oku jednotky je uložen silentblok, který umožňuje menší výkyvy jednotky a vyrovnává navíc nepřesnosti vzniklé výrobou, montáží nebo i provozem.

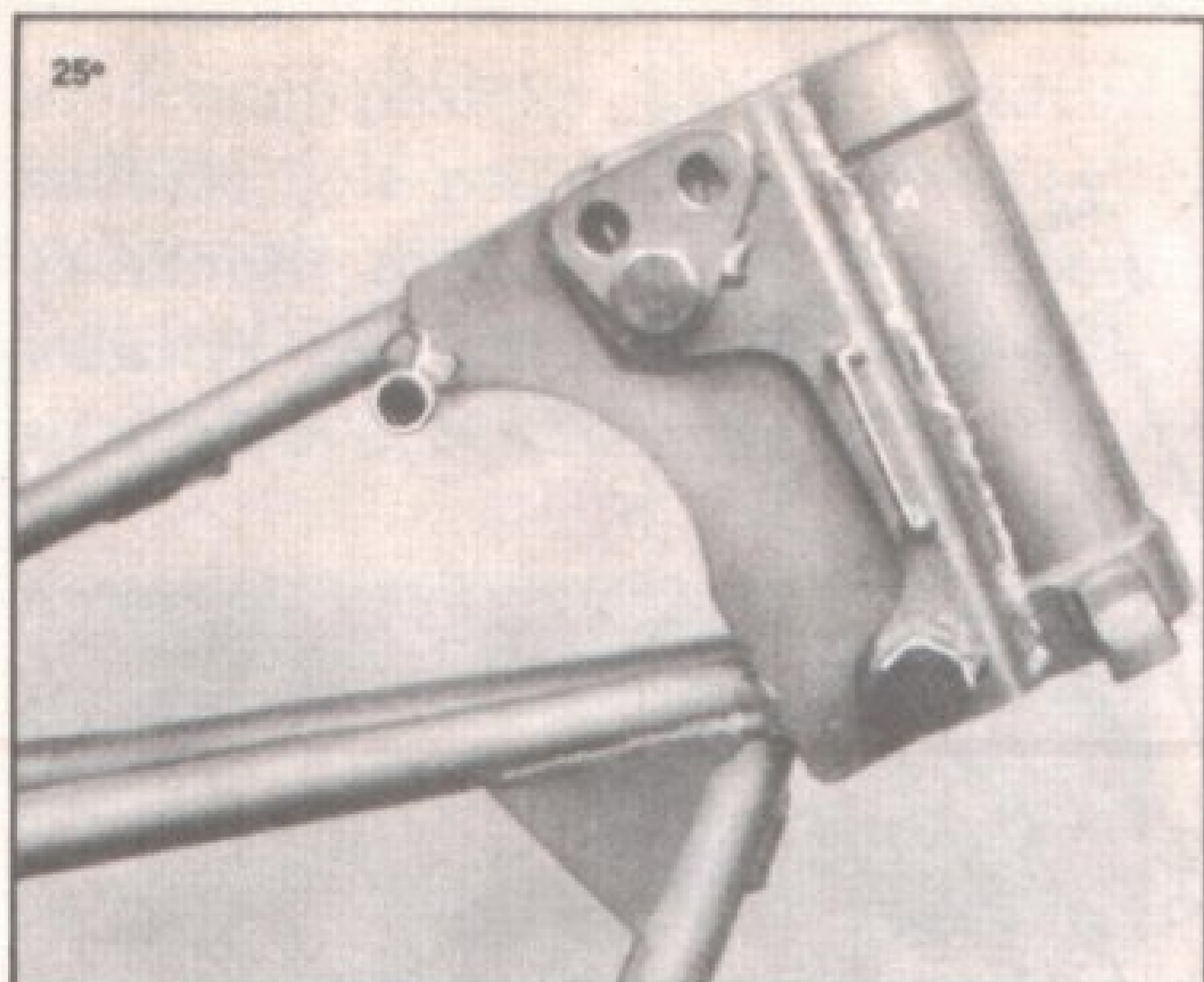


Při odlehčení motocyklu o hmotnost spolujezdce, která se více projevuje na zadním kole než na předním, se zmenší sklon vidlice i délka stopy. Tato skutečnost je zvláště důležitá při porovnávání stability stroje při jízdě se spolujezdcem a bez něj

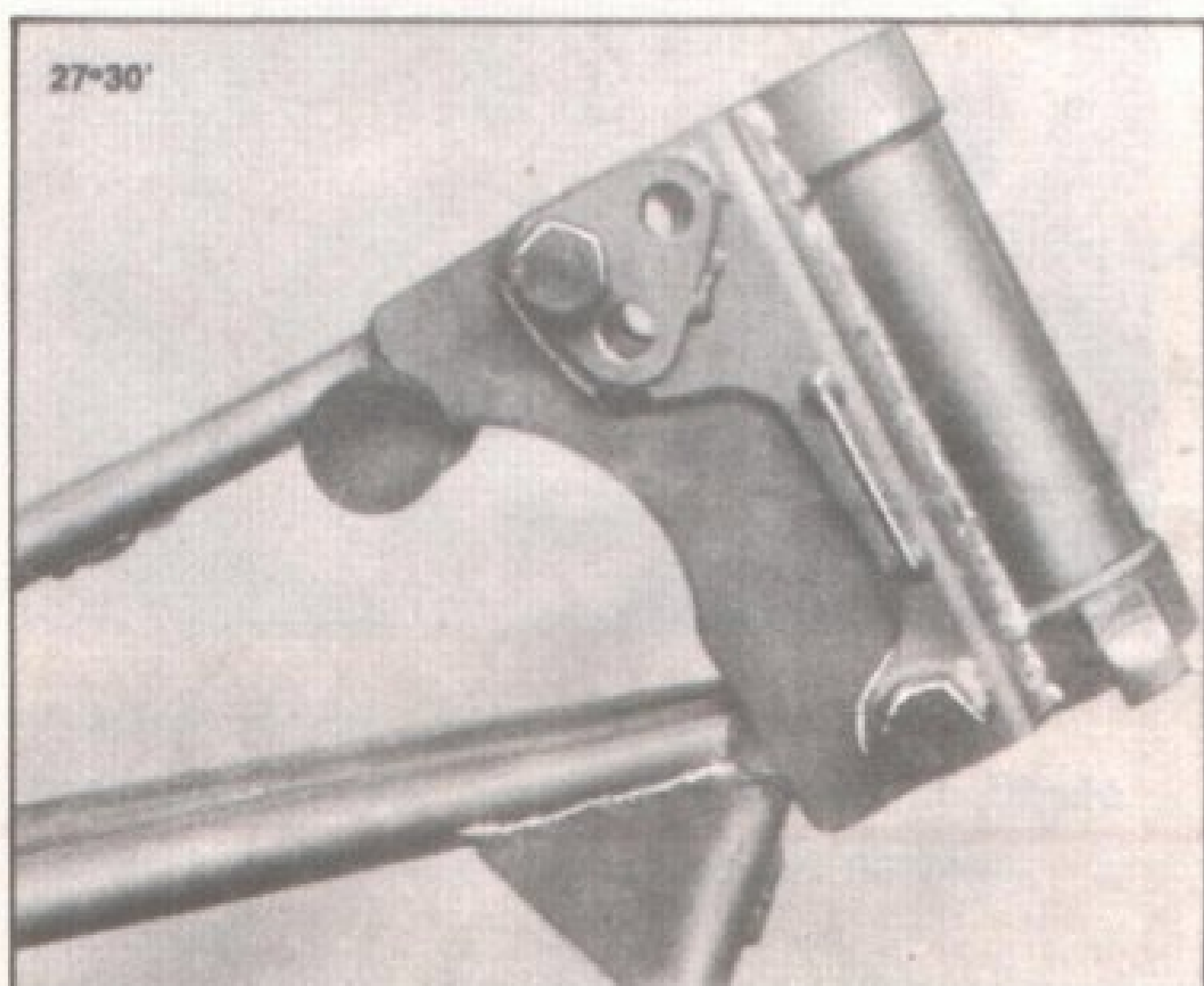
Základním funkčním rozměrem jednotky je tedy rozteč upevňovacích otvorů v základní nestlačené poloze, dále největší zdvih jednotky a průměr otvorů pro upevňovací šrouby. Tyto rozměry nejsou dosud stanoveny mezinárodními normami ISO, avšak výrobci se shodli na několika údajích, i když u některých britských výrobků se používaly rozměry i u připevňovacích šroubů v palcích.

Zdvih jednotek by měl být různý podle druhu motocyklu, ale právě v tomto směru výrobci jednotek nereagovali dost rychle na prudký vývoj v oblasti odpružení. U japonských cestovních motocyklů stavěných převážně pro dobré asfaltové silnice jsou zdvihy kolem 60 mm a podobná hodnota je zcela vyhovující i pro silniční závodní motocykly. V Evropě naproti tomu převládají jednotky

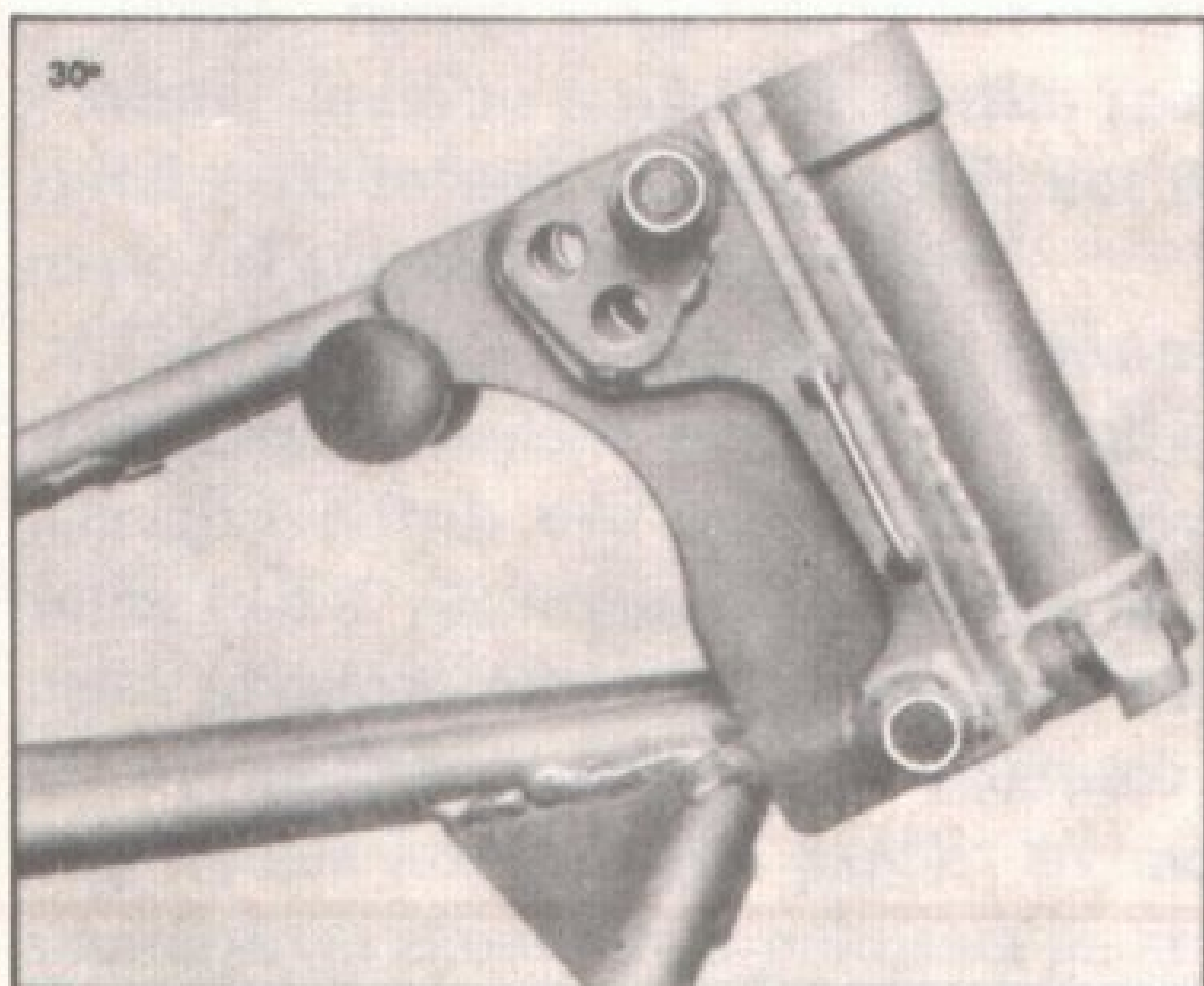




a



b



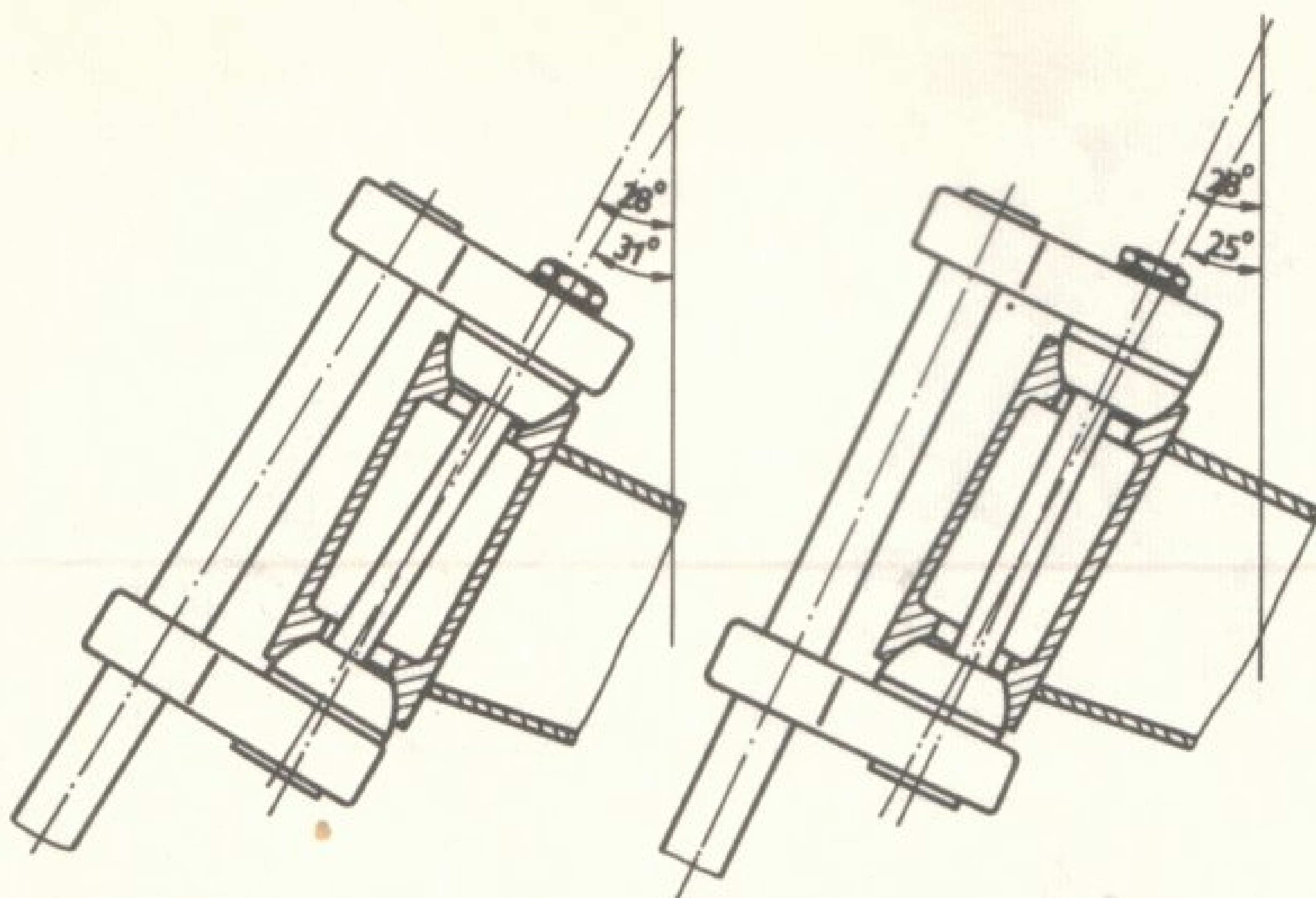
c

Pro různý druh provozu je možno u Laverdy 250 snadno měnit sklon vidlice, a tím i délku stopy

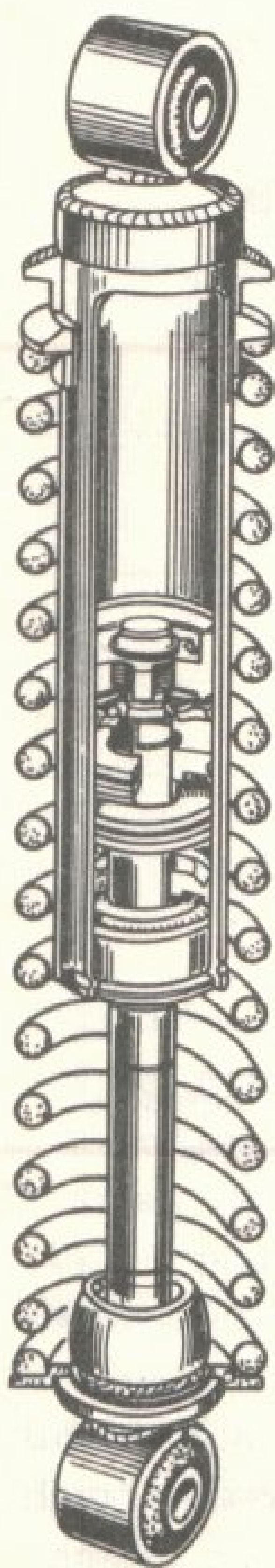
se zdvihy 80 nebo 90 mm a pro silniční závodní stroje se někdy montují ještě vložky omezující jejich zdvih.

Jiné požadavky na zdvih jednotek jsou u motocyklů určených pro rekreační terénní jízdu a zvláště pak u speciálních terénních a soutěžních motocyklů. Zdvih jednotek v hodnotě kolem 80 mm, který běžně dával propružení kola 90 až 100 mm,





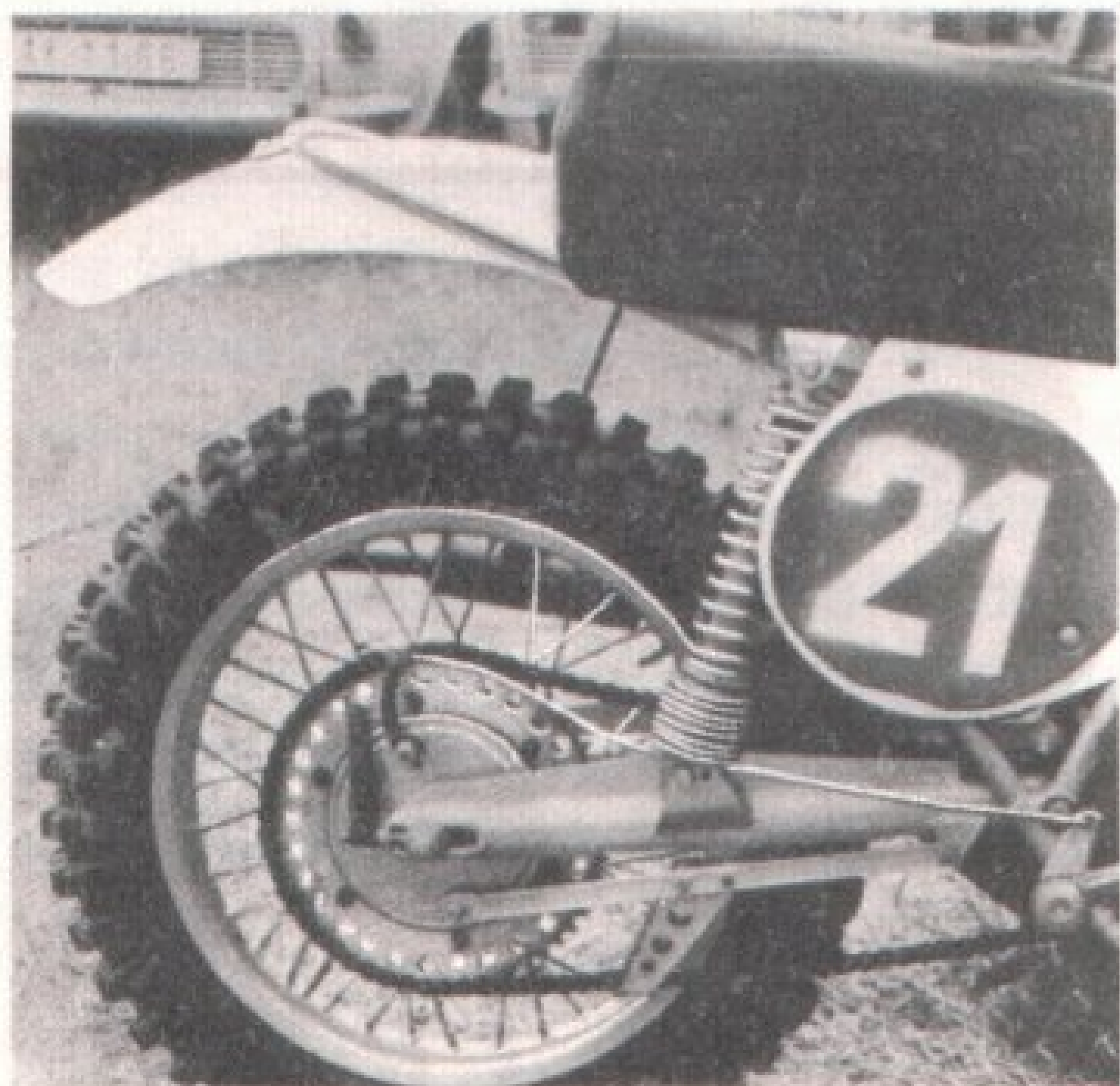
Jiný systém přestavitelného sklonu přední vidlice u motocyklu Husqvarna



Ve vývoji pružicích a tlumicích jednotek pro motocykly získala britská značka Girling velmi dobré jméno. Na obr. jednotky Girling s uzavřeným plynovým objemem pro terénní motocykly



byl vhodný v dobách, kdy přední kolo mělo zdvih mezi 130 a 160 mm. Novým moderním předním vidlicím se zdvihem přes 200 mm nemůže vyhovovat zdvih zadního kola pod 100 mm, neboť by byla porušena souhra odpružení obou kol. Prodloužit zdvih jednotek je podstatně obtížnější než jej redukovat a výrobci jednotek nezavedli včas do výroby a prodeje speciální prvky pro terénní stroje se zdvihem kolem 200 mm.



Zvětšení zdvihu zadního kola umístěním spodního záchyty pružicích jednotek ke středu ramen kývačky. Kývačka musí být náležitě vyztužena



Příklad zvětšení zdvihu kola abnormálním sklonem pružicích jednotek

Pomoc museli hledat sami konstruktéři motocyklu v geometrii zadní vidlice. Změnou umístění úchytnů, především spodního, a dále sklonem jednotky je možno získat požadovaný zvětšený zdvih kol při původním zdvihu jednotek a změni se navíc i charakteristika propnutí.

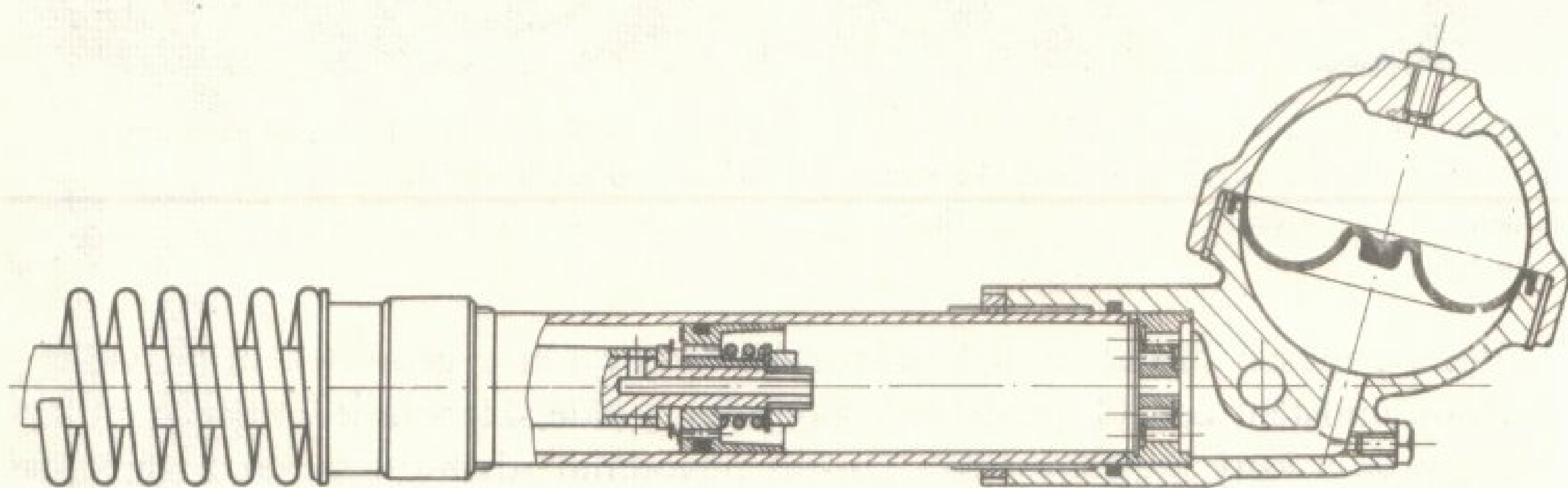
Tyto vztahy je možno vyjádřit početně, avšak podstatně jednodušší a názornější je prokreslení nejlépe v měřítku 1 : 1 na rýsovacím prkně. Vyznačíme-li na kružnici udávající pohyb osy zadního kola zdvihy kola například po 10 mm, můžeme velmi rychle zjistit stlačení jednotky na každých 10 mm dráhy kola. Získáme tak nejen závislost celkového zdvihu kola na zdvihu jednotky, ale i její charakteristiku, kterou můžeme vyhodnotit v diagramu a popř. volit novou, výhodnější polohu. Tato rychlá kontrola „na papíře“ by měla vždy předcházet ne vždy domyšleným amatérským zkouškám a pokusům na stroji.

Běžné jednotky pro zvětšený zdvih zadního kola přinášejí však řadu potíží. Především pružiny musí mít odpovídající tvrdší charakteristiku a tlumiče zvýšenou účinnost. Často však jezdec nebo konstruktér zjistí, že původní jednotky nevyhoví zvětšenému zatížení např. z důvodů pevnostních, z nemožnosti zajistit požadované hodnoty tlumení anebo že se trvale přehřívají, neboť vlastní kapalinový tlumič je umístěn vždy ve střední části jednotky.



Jezdec by měl věnovat dostatečnou pozornost tomu, aby pro svůj motocykl zvolil jednotky s útlumem vyhovujícím zaměření stroje a jeho konstrukčním parametřům. Vhodnou velikost útlumu by měl vyzkoušet. To je snadné u tlumičů, které mají útlum přestavitelný bez rozebrání. Nejsou-li tlumiče seřizovací, pak by měl vyzkoušet několik párů tlumičů s různým útlumem a z nich vybrat nejvhodnější. Útlum tlumičů, které mu nejlépe vyhovují, by si měl nechat ověřit ve specializované opravně či servisu a opatřit si několik dalších tlumičů se stejnými vlastnostmi.

Tlumiče pružení se mají kontrolovat nejméně při každé předjarní prověrce cestovního motocyklu a u sportovního stroje po každém závodě či soutěži. Je třeba z nich sejmout pružiny a několikrát je rukou stlačit a roztáhnout. Velikost útlumu se tak jen stěží odhadne, ale lze tím zjistit některé závady. Tlumič by měl klást odpor plynule a hned od počátku pohybu. Malý odpor při roztahování nebo prodlevu v tlumení na počátku pohybu může způsobit nedostatek oleje nebo závada na přepouštěcím ventilu. Únik oleje z tlumiče poznáme podle zamaštěného povrchu tlumiče. Velký odpor v obou směrech může způsobit ohnutá pístnice, například od pádu. Při pohybu se popřípadě projeví i mechanické drhnutí pístu ve válci, které je způsobeno přidřením třecích ploch nebo kovovými nečistotami v tlumicím oleji. Je vhodné prohlédnout povrch pístnice. Je-li odřena, pak je obvykle poškozeno i těsnění tlumiče.



Zajímavé uspořádání pružicí a tlumicí jednotky „cantilever“ motocyklu Yamaha umístěné pod nádrží

Při zjištění jakékoli závady je nejlépe dát rozebíratelný tlumič opravit a seřídít znovu útlum. Tlumič by měl být seřizen a zkontrolován na zkušebním stavu. U nerozebíratelných tlumičů pomůže jedině výměna za nový. Při montáži je třeba všechny díly pečlivě vyprat a dbát, aby se do tlumiče nedostaly nečistoty. Montáž musí být prováděna odborně, neboť některé díly, jako např. těsnění, lze snadno poškodit. Tlumič musí být naplněn čistým tlumičovým olejem v množství, které předepisuje výrobce. Má-li tlumič pryžové dorazy, je třeba tyto dorazy rovněž kontrolovat, popř. vyměnit, stejně jako silentbloky v závěsných okách jednotek.

Se zvětšením zatížení, především vlivem delšího zdvihu kola sportovních strojů, prodělaly jednotky, nebo přesněji řečeno tlumiče jednotek, prudký vývoj. V původním prostoru tlumiče se olej již nestačí ochlazovat, ani když je tělo tlumiče žebrované, a vznikají proto doplňkové přídavné chladičské nádržky tlumičů, které



se staly součástí speciálních jednotek. V těchto nádržkách byla dříve pouze zásoba oleje, který jen mírně proudil z nádrže do tlumiče a zpět; u modernějších konstrukcí však je olej pod tlakem. U sportovních strojů jsou nyní také značně oblíbeny speciální vzduchokapalinové jednotky, jejichž princip byl popsán v předešlých částech. Potíže s bezztrátovým těsněním však dosud nebyly překonány, a proto se tyto perspektivní jednotky více nerozšířily.

Nedílnou součástí pružících a tlumících jednotek jsou pružiny. Kromě jednotek se vzduchovými pružinami jsou ocelové pružiny umístěny vždy vně tlumiče. Jsou obvykle z drátu kruhového průřezu o průměru zpravidla mezi hodnotami 6 až 7,5 mm a často mají výhodné progresivní uspořádání.

U většiny moderních jednotek lze tvrdost jednotek snadno měnit předpětím pružin do dvou až čtyř poloh.

### 7.3 DÍLY PODVOZKU

Jednotlivé díly podvozku musí svou funkcí, tvarem i úpravou povrchu navazovat na stavbu motoru a rámu a přispět k vytvoření esteticky kompaktního stroje.

#### *Palivová nádrž*

Konstrukci i výrobě palivové nádrže je třeba věnovat náležitou pozornost, neboť slouží k uskladnění i přepravě většího množství hořlaviny a z bezpečnostních důvodů je třeba počítat se všemi mimořádnými případy, např. pády, nárazy a podobně.

Objem je základním technickým údajem palivové nádrže a jeho velikost se volí podle spotřeby motoru a druhu stroje. Dříve platila zásada, že palivová nádrž cestovního stroje má mít takový objem, aby umožnila dojetí bezpečně 300 km bez dočerpávání. Vývoj dvoudobých motocyklů v posledních třech desetiletích však měl v tomto směru negativní úlohu. Spotřeba výkonnějších motorů značně vzrostla a objem nádrže není vhodné z funkčních, estetických ani bezpečnostních důvodů zvětšovat, a tak často cestovní motocykly sportovního charakteru nedojedou na palivo v nádrži ani 200 km.

U speciálních motocyklů pro závodní a soutěžní účely se objem nádrže určuje pokud možno co nejpřesněji ve snaze po snížení hmotnosti.

U silničních závodních strojů je situace nejnepříznivější, neboť zejména výkonné dvoudobé velkoobjemové víceválce mají mimořádně vysokou spotřebu a na delších závodech je třeba i dočerpávat palivo. Potom nastupují propočty a úvahy konstruktéra a manažéra, je-li výhodnější zvláště velká nádrž s patřičným hmotnostním handicapem anebo zdržení při tankování. S mimořádně velkými objemy nádrží přichází i problém prudkého přelévání paliva při akceleraci a brzdění, a proto mají někdy tyto nádrže zvláštní přepážky s malými spojovacími otvory. Řády FIM



nyní omezují maximální objem nádrže silničních závodních motocyklů, což by snad mělo vést i k řešení úspornosti motorů.

U soutěží platí zásada, že jednotlivé tankovací kontroly nesmějí být od sebe vzdálené více než 100 km a podle toho se volí také objemy nádrží.

Podobně jednoduchá je situace v oblasti terénních závodů, kde jedna rozjíždka trvá 40 minut plus 2 kola.

Pro informaci jsou používané objemy nádrží u cestovních a sportovních strojů v tabulce:

Objem válců (cm <sup>3</sup> )	Objem nádrže v litrech			
	cestovní	silniční závodní	soutěžní	terénní
do 50	2 až 8	10 až 13	6 až 8	—
do 75	4 až 9	—	7 až 9	—
do 100	7 až 10	—	7 až 10	—
do 125	8 až 11	12 až 17	8 až 11	7 až 8
do 175	9 až 13	—	9 až 12	—
do 250	10 až 15	18 až 25	10 až 13	7 až 8
do 350	11 až 18	20 až 25	11 až 14	—
do 500	13 až 20	25	11 až 14	7 až 9
nad 500	15 až 22	25	11 až 14	—

Umístění nádrže nad motorem se stalo dnes již charakteristickým znakem motocyklu. Tento prostor je stále nejvýhodnější pro nádrž. Nádrž je zároveň oporou kolen pro jezdce, je poměrně dobře chráněná a navíc palivo teče v každé provozní poloze motocyklu samospádem ke karburátoru. Jedinou nevýhodou je umístění větší hmotnosti poměrně vysoko a zvyšování těžiště stroje, a proto již vznikly konstrukce s nízko umístěnou nádrží, odkud se palivo dopravuje čerpadlem, a to buď elektrickým, nebo mechanickým s pohonem od motoru, popř. od pohybu odpružení. Zatím se však žádná z těchto konstrukcí v širší míře neprosadila; výjimku tvoří Honda 1000 Gold Wing.

Problémy s umístěním nádrže ovšem vznikají u skútrů, kde prostor před sedlem musí zůstat volný pro pohodlné nastupování žen v sukních. Nádrž je umístěna v prostoru chrániče kolen, pod sedlem anebo nad předním či zadním kolem.

Tvar nádrže je jedním z rozhodujících prvků celkového výtvarného řešení motocyklu. S vývojem se měnil z hranatého tvaru na vejčitý a později opět se jasně vyznačily charakteristické křivky. Tvar nádrže však ovlivňují i objektivní podmínky, a to její objem, tvar tunelu pro rámové trubky a požadovaná šířka pro oporu kolen. Tvar nádrže nesmí být nebezpečný pro řidiče. Bočnice nádrže jsou chromovány nebo smaltovány — důležité je však místo styku s koleny jezdce, kde je nejvýhodnější pryžová opěrka.

Nádrž je nejčastěji vyrobena z ocelového plechu; obvyklé a výrobně výhodné

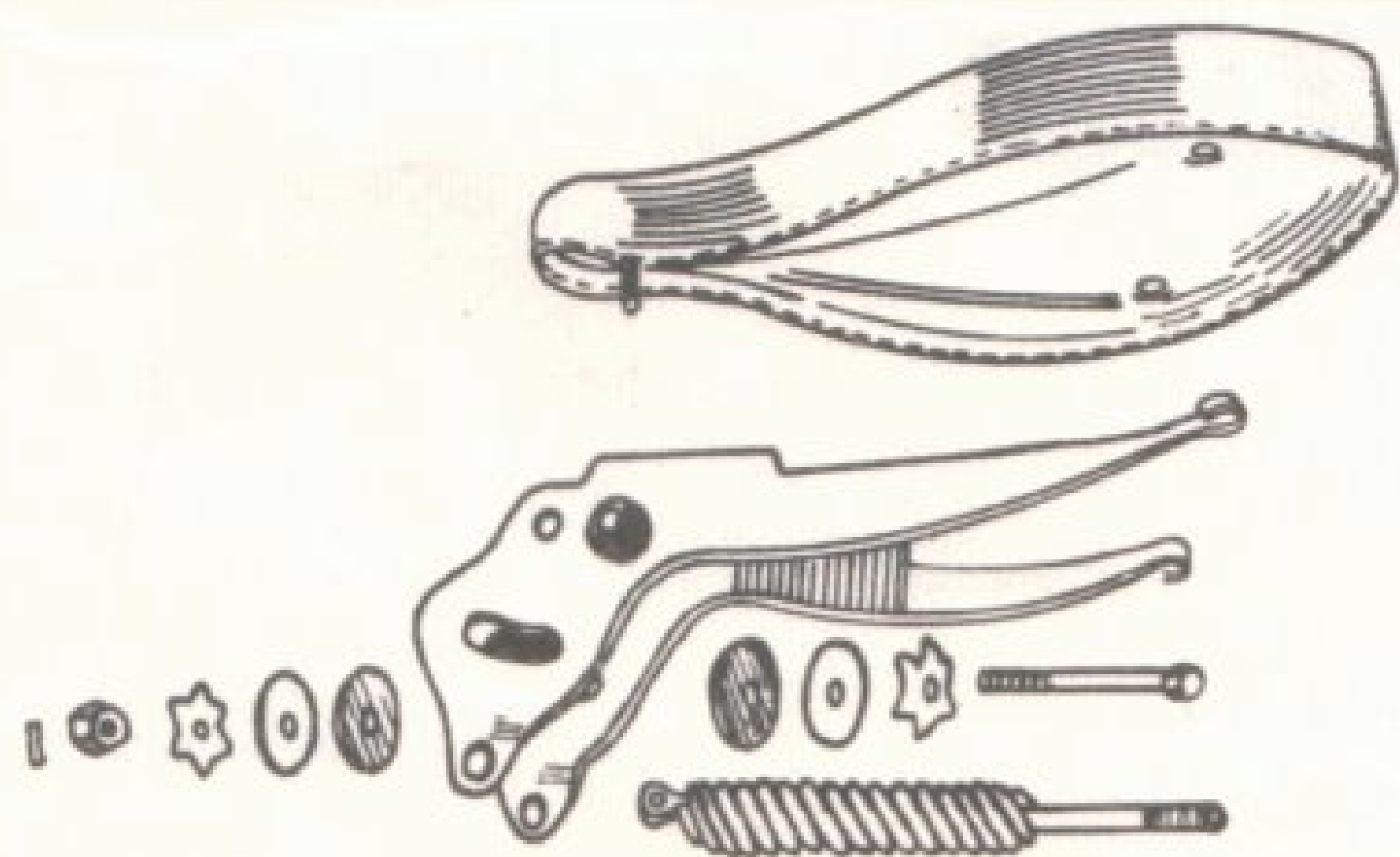


je svařování tří základních výlisků. Nádrže z hliníkového plechu jsou lehčí, nevyžadují kromě leštění povrchovou úpravu ani ochranu před korozí, avšak jsou výrobně podstatně dražší a v provozu i choulostivější. Vyšší cenu ovlivňuje dražší základní materiál a obtížné svařování hliníkových plechů.

Nádrž ze skelných laminátů je vhodná vzhledem k technologii její výroby zejména pro prototypy a menší počty sportovních speciálních strojů, pro něž by bylo zhotovení lisovacího zařízení nákladné a zdlouhavé. V poslední době však vznikají v některých zemích bezpečnostní předpisy, zakazující nádrže z nekovových materiálů, a výroba těchto nádrží je tedy opět na ústupu. Proto se také neuvažuje o rozvoji velkosériové výroby nádrží z plastických hmot, jak dříve někteří technologové očekávali.

Upevnění nádrže se dříve řešilo dvěma základními způsoby. První znamenal tvrdé dotažení nádrže dvěma nebo třemi šrouby k rámu. Druhý byl naproti tomu zcela pružný; horní rámová trubka (nebo trubky) byla obalena tlustou vrstvou pěnové pryže, nádrž se na pryžovou výstelku pouze položila a dotáhla koženým nebo později kovovým pásem. Ani jeden z těchto způsobů u dnešních strojů nevyhovuje. Tvrdé uložení umožňuje přenos vibrací do nádrže se všemi souvisejícími negativními jevy, druhý je příliš měkký a nedává dostatečně jisté vedení stroje koleny jezdce.

Upevnění nádrže se nejlépe osvědčilo dvěma až čtyřmi šrouby prostřednictvím malých silentbloků nebo zvlášť uspořádaných pryžových vložek.



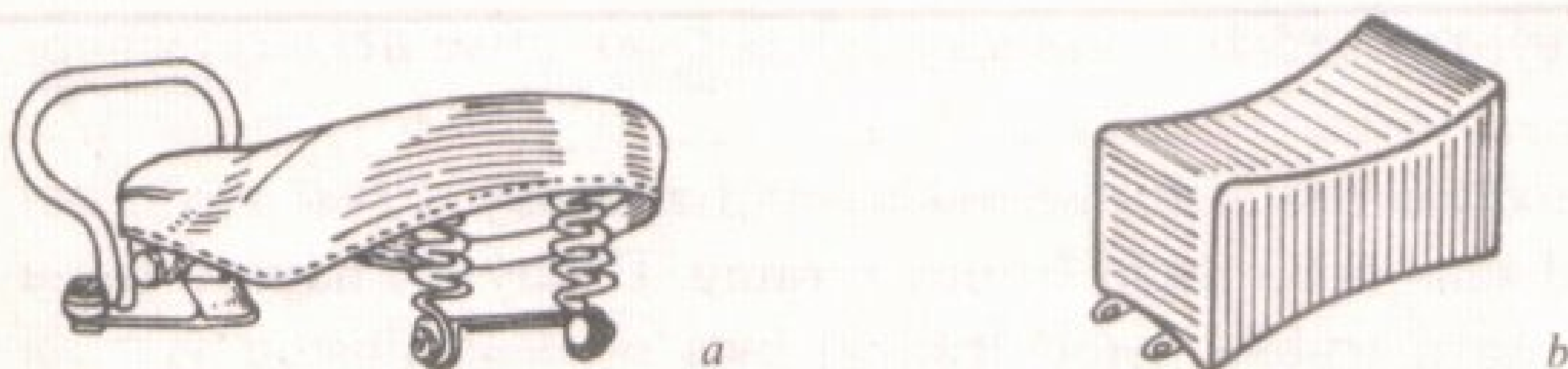
Samostatné sedlo starší konstrukce  
s třecím tlumičem

Uzávěr palivové nádrže musí zaručit snadnou manipulaci a těsnost. Malým, ale důležitým prvkem je zavzdušnění nádrže. Malý otvor vrtaný do uzávěru nádrže nevyhovuje za všech podmínek, zejména u speciálních strojů. Při přelévání paliva během terénní nebo prudké silniční jízdy vytéká palivo malým otvorem a nepříjemně i nebezpečně stéká po povrchu nádrže. U terénních strojů se osvědčil těsný nevrtaný uzávěr nádrže se samostatným odvzdušněním nádrže trubičkou vedenou například do otvoru hlavy rámu. U silničních závodních strojů, kde by bylo vytékání benzínu při brzdění zvlášť nevýhodné pro jezdce ve skloněné poloze, vyhovuje nejlépe zvláštní plovákový ventil.



Palivový kohout stačí zpravidla jeden i pro nádrže s větším tunelem. Přelití paliva naklopením motocyklu může pomoci jako nouzová zásoba paliva. U cestovních strojů jsou třípolohové kohouty přepojovací, pro závodní účely se trubička zaručující zásobu paliva vyřazuje.

Olejová nádrž u dvoudobých motorů s odděleným mazáním bývá většinou samostatná a při jejím poměrně malém objemu v rozmezí 0,75 až 2 l nečiní její umístění potíže. Častým detailem je okénko nebo průhledná trubička pro rychlou kontrolu stavu oleje.



Dnes historické sedlo spolujezdce (a) a nouzové sedlo spolujezdce upevňované na zadním blatníku, dříve oblíbená tzv. „kanada“ (b)



Ani sedla moderních motocyklů neposkytují příliš mnoho pohodlí. Při jejich stavbě často více rozhoduje celkový desén motocyklu než vlastní účelnost

## Sedlo

I sedlo, podobně jako další díly motocyklu, prošlo dlouhým vývojovým údobím. U historických motocyklů bez pružení byla sedla rozměrná, ale většinou nevhodně tvarovaná a tvrdá. Zlepšením byla měkčí sedla, navíc pečlivě odpružená samostatnými pružinami. Sedlo spolujezdce bylo dříve vždy odděleno od sedla řidiče a umístěno poměrně vysoko na nosiči nad zadním blatníkem. Spojení obou v dvojsedlo by uznávané mravnostní zvyklosti předválečné doby stejně nepřipustily.

Při podrobnějším studiu pohodlí jezdce se ukázalo, že odpružení samotného sedla na motocyklu nepřináší výhody vzhledem k nepříznivému poměru odpružené hmoty horní části těla jezdce k neodpruženým hmotám stroje. Veškeré úsilí konstruktérů se tedy v tomto směru soustředilo na účinné odpružení obou

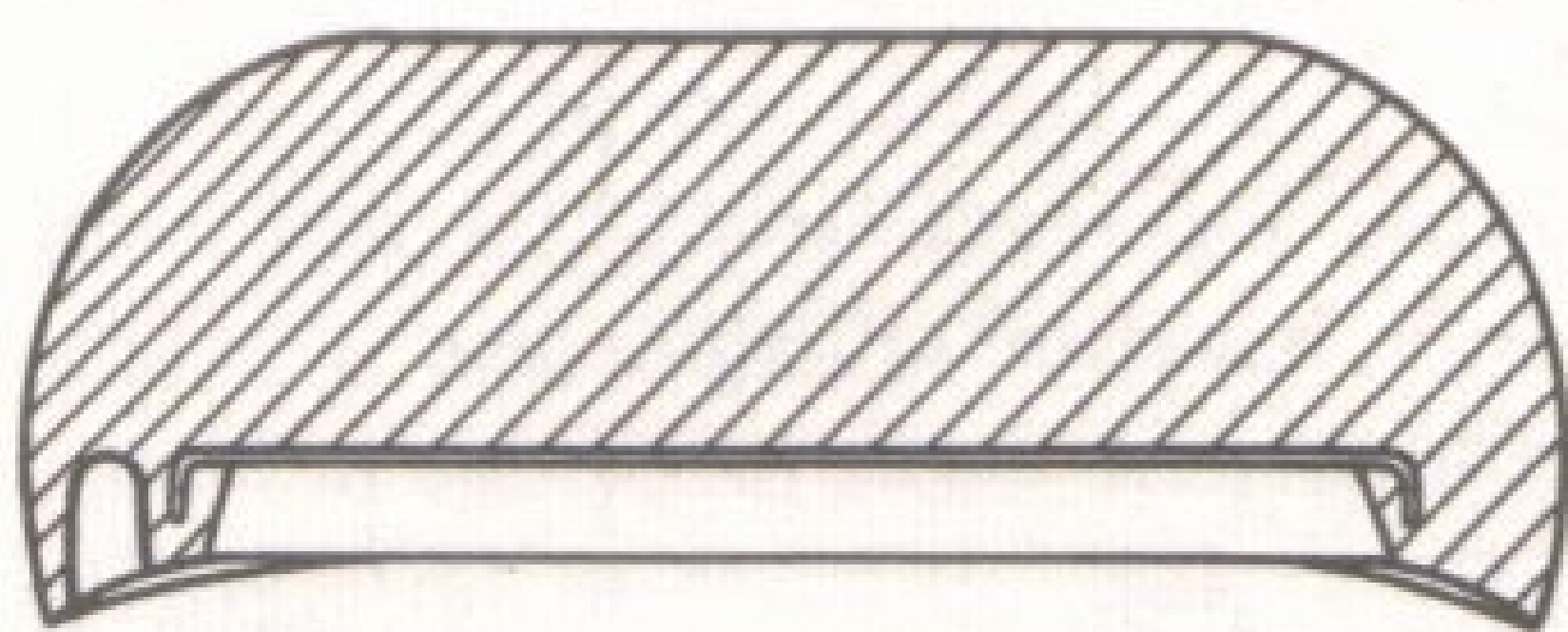


kol a vznikla sedla v dnešní podobě. Dvojsedlo přináší navíc možnost změny polohy samotného jezdce během delší cesty za jízdy. Moderní sedla se skládají z kostry, polštářování a potahu.

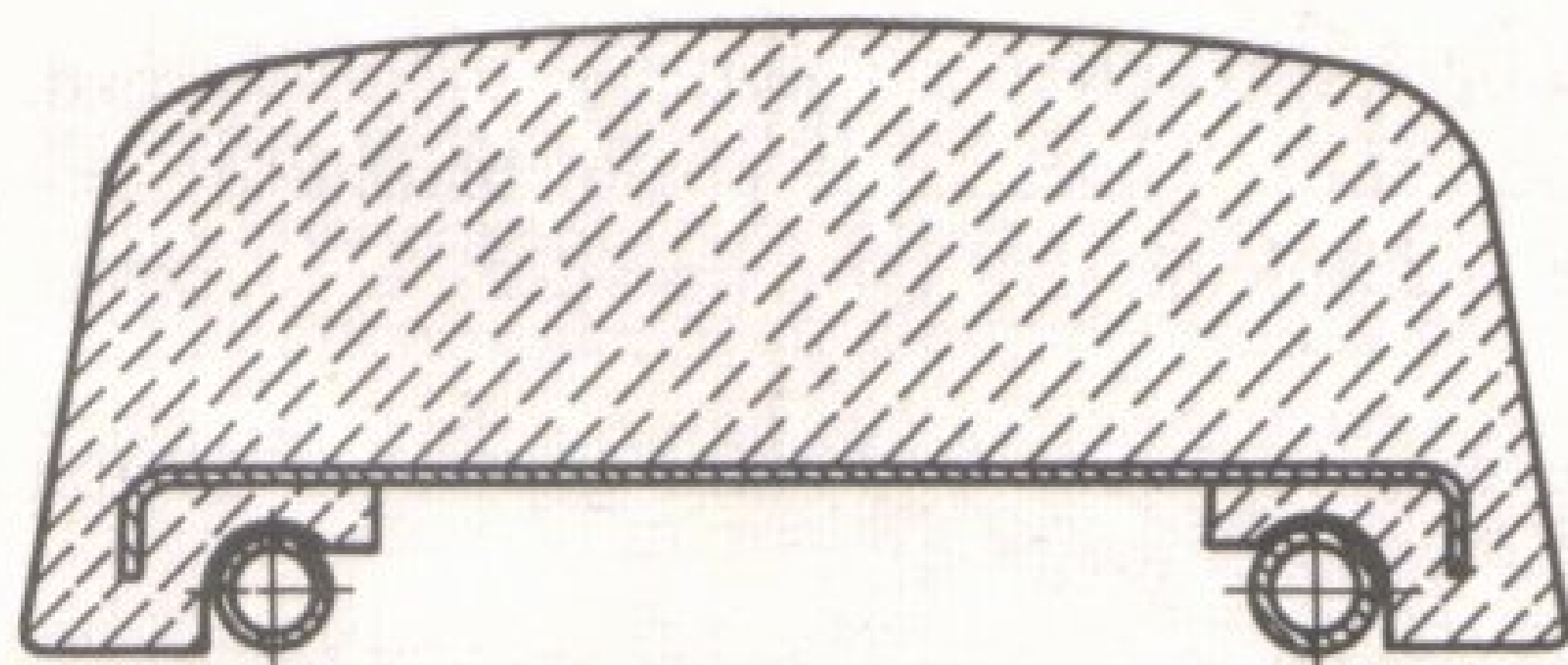
Kostra sedla cestovních motocyklů je z výlisku ocelového plechu. U speciálních sportovních strojů je někdy z duralového plechu nebo skelného laminátu. Podmínkou potřebné trvanlivosti kostry sedla je lícování v celé její délce na horní část rámu motocyklu.

Polštářová vložka sedla určuje vlastní tvar i míru pohodlnosti sedla. Dříve byla z poměrně těžké pěnové pryže, dnes se polštáře sedla lisují z lehkého pěnového PVC a navíc mají pro odlehčení a lepší pružicí účinek vzduchové otvory. Nesmíme však zapomenout na odvzdušnění při zatížení. V zadní části bývá sedlo nebo dvojsedlo zvýšeno nebo ztuženo, aby vznikla určitá opora při akceleraci.

Potah sedla spojuje polštářovou vložku s kostrou a je nejčastěji ušitý z koženky. Jemná kůže by pro tento účel byla vhodnější, je však podstatně dražší. Potah sedla se ke kostře buď přišije na stroji, nebo častěji připevní zvláštními sponami.



U sedla z integrální pěny je důležité dobré spojení materiálu s kostrou – dobrou, zdánlivě nelogickou pomocí jsou odlehčovací otvory na přečnávajícím okraji polštářové hmoty



K soudržnosti integrální pěny s kostrou sedla přispívá bezpochyby přitlačování okraje integrální pěny mezi kostrou sedla a rámem hmotností jezdce

Integrální pěna je novým technologickým řešením výroby sedla. Na kostru se nanese integrální pěna, která se s ní spojí pouze vlastním samolepicím účinkem. Na povrchu sedla se zvláštním výrobním postupem vytvoří pevná povrchová vrstva podobných vlastností, jaké má koženka. Výhodou těchto sedel je možnost volby libovolného tvaru i efektnějšího povrchu; nevýhody se objeví asi až při širším používání – zkušenosti nejsou zatím v této oblasti velké.

Upevnění sedla na motocykl je velmi rozmanité, neboť sedlo často zakrývá podsedlový prostor nebo přístup ke schránkám. Dobře se osvědčily systémy s otočnými postranními i zadními závěsy v kombinaci se zámkem. U speciálních sportovních strojů nebývá často věnována příchytu sedla náležitá péče a setkáváme se i s nepříjemnou ztrátou sedla.



Objemné a dobře řešené schránky zvyšují užitkovost cestovního motocyklu — bohužel naprostá většina motocyklů po této stránce nevyhovuje. Do schránek se ukládá pouze akumulátor, nejnutnější nářadí a je-li další volný prostor, využije ho jezdec k uložení náhradní duše a tím je většinou vyplněn. Doprava zavazadel, a to i menších, je stále buď v příruční tašce jezdce, nebo v nevzhledném přidavném kufru, který si turisté pro delší cesty montují na motocykl.



Praktickým doplňkem cestovního motocyklu jsou objemné brašny a pevný nosič

Upevnění předního blatníku působí konstruktérům i jezdcům určité starosti. Kromě některých typů skútrů většinou starší koncepce je přední blatník otočný s přední vidlicí. V zásadě však dále rozlišujeme dva typy upevnění, a to pevné a odpružené.

Pevný blatník je nejčastěji připevněn vzpěrami k dolním kluzákům přední vidlice, pohybuje se zároveň s kolem a má tyto přednosti:

- a) i při menších rozměrech účinně chrání motocykl i jezdce před odstříkující vodou a blátem;
- b) jen velmi málo narušuje přívod chladicího vzduchu k motoru;
- c) u motocyklu postaveného na stojánku neruší vzhled stroje.

Naproti tomu však pevný blatník zvětšuje neodpružené hmoty, je náchylnější k uklepání a při jízdě v terénu přináší riziko zanášení blátem. Poslední z uvedených nevýhod je nejzávažnější a způsobila již několikrát i odpadnutí jezdce ze závodu nebo soutěže. Uvolnění kola trvá několik minut a další zanesení blatníku může nastat po několika desítkách metrů jízdy v terénu. Je-li na terénním stroji pevný blatník, musí mít vzadu dolní hranu velmi blízko pneumatiky a jeho vůle mezi pneumatikou se musí plynule klínovitě zvětšovat.

Velkou péčí je třeba věnovat upevnění předního blatníku, a to pevného i odpruženého. U pevného blatníku musí být závěsy a vzpěry poměrně tuhé a při-





Zvláštní tvarování předního odpruženého blatníku pomáhá k jeho spolehlivému upevnění

pevněné nejlépe na několika od sebe vzdálenějších místech kluzáků. U odpružených blatníků se naopak osvědčuje pružné uložení na pryžových silentblocích.

Zadní blatník je vždy odpružený, neboť je upevněn v zadní části rámu a potíže s jeho zanášením vcelku nejsou. Zadní blatník cestovních strojů musí být dostatečně dimenzován, neboť v jeho zadní části je umístěna státní poznávací značka a koncová lampa. Určitá diskuse se dříve vedla o celkovém úhlu krytí zadního kola. Amatéři často zkracovali zadní část blatníku a docházelo k znečišťování zad jezdce i následujícího vozidla. Dnes délky blatníků určují předpisy, resp. pro speciální sportovní stroje sportovní řády.

Materiál blatníků je stále nejčastěji ocelový plech, který je ekonomicky nejvýhodnější. Ocelový blatník se snadno vyrábí lisováním i stříháním z profilu vytvarovaného do šroubovice.

Dražší duralové blatníky jsou lehčí a navíc svým lesklým kovovým povrchem vytvářejí dojem lehkosti stroje. Používaným řešením, které alespoň působí lehce, je ocelový chromovaný přední a často i zadní blatník.

Blatníky ze skelných laminátů jsou v porovnání s ocelovými opět dražší, avšak poněkud lehčí a navíc výhodné pro kusovou a malosériovou výrobu.

Nejmodernějším materiálem blatníků, a to zvláště pro sportovní stroje, jsou nové vysoce pružné plastické hmoty ABS. Dobře upevněné blatníky z těchto materiálů se i po velké deformaci vrátí do původní polohy. Překážkou hromadného rozšíření je dosud vysoká cena.

### *Řídítka*

Řídítka jsou dalším dílem podvozku, patřícím k přední vidlici. Obvykle jsou upevněna přímo na horním nosníku řízení — převod řízení je tedy 1:1 bez jakýchkoli vůlí. Složitější převodný systém řízení byl použit jen v dřívějších dobách u netypicky řešených skútrů a naprosto se neosvědčil.

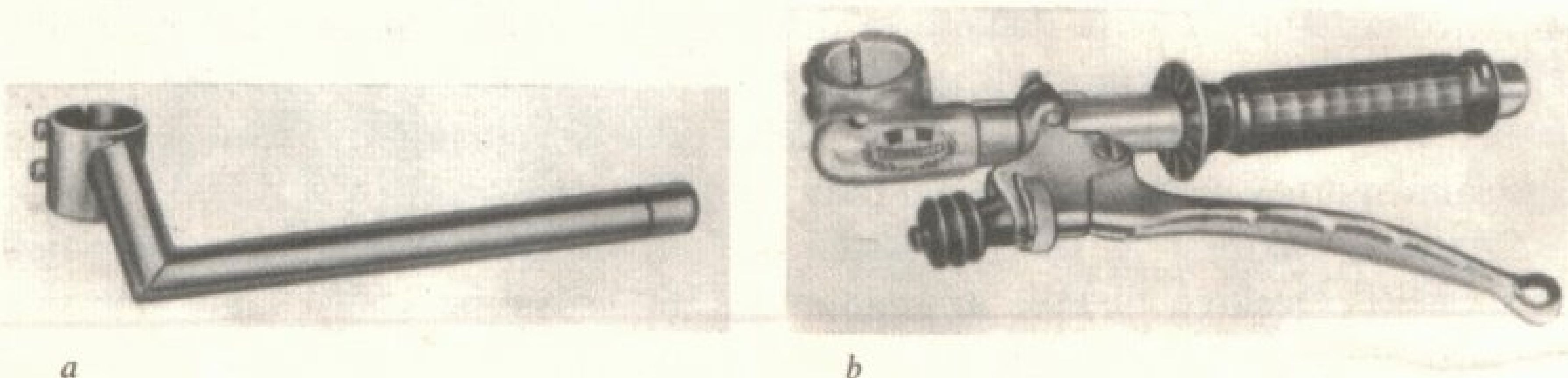
Uložení řídítek na přední vidlici bylo až do nedávna výhradně tvrdé, avšak v důsledku současného sledování vibrací a jejich vlivu na lidský organismus



vznikla i úspěšná pružná uložení řídítek. Pružné uložení využívá vlastností pryžových silentbloků a vylučuje kovový styk řídítek s částmi přední vidlice. Společnou nevýhodou různých řešení pružného uložení řídítek je nepřesné vedení stroje a samovolné rozechvění volných řídítek v některé, obvykle nízké oblasti otáček.

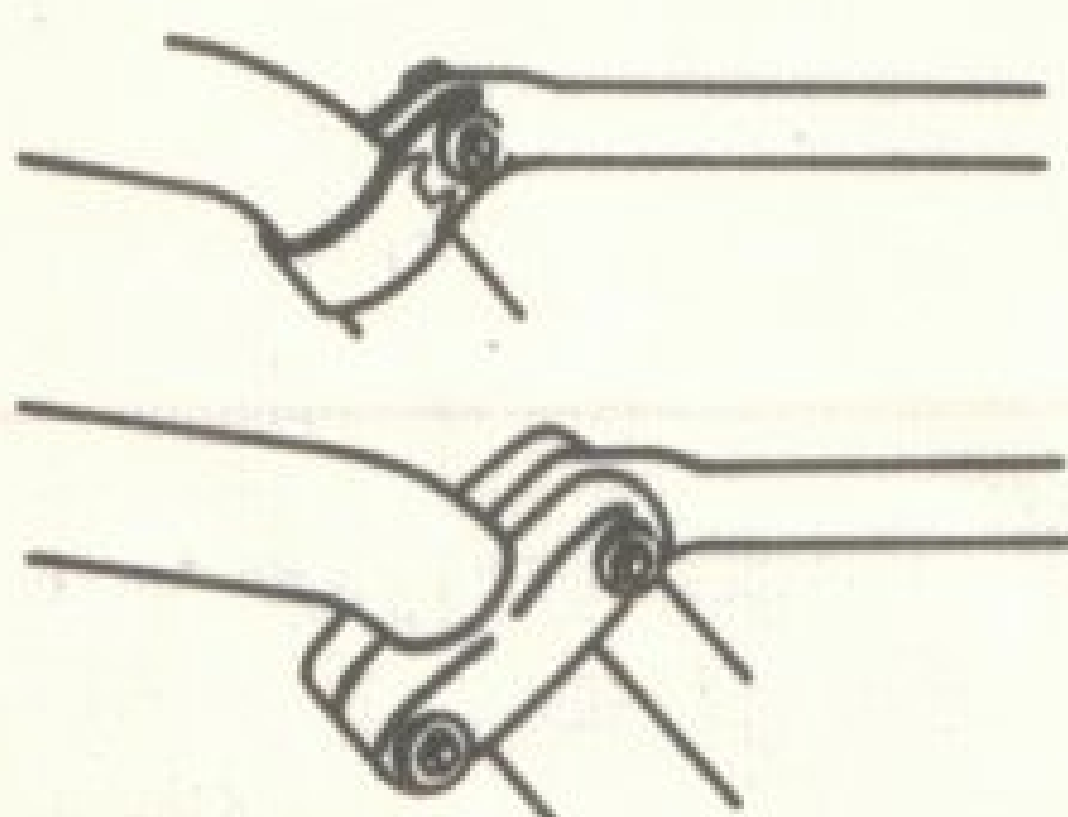
Šířka řídítek je základním funkčním rozměrem řídítek. Výsledná volba šířky je vždy kompromisním řešením několika protichůdných požadavků. Pro bezpečné vedení stroje a zvláště pak pro jízdu v terénu nebo pro připojení sajdkáru by měla být řídítka co nejširší; větší šířka řídítek přispívá do určité míry i k pohodlí jezdce. Zásady aerodynamiky, snaha po snížení hmotnosti i šířky stroje a ceny jsou naopak argumenty pro zužování řídítek. Nejužší řídítka mají lehké silniční závodní stroje a nejširší naproti tomu plochodrážní motocykly.

Poloha řídítek vyplývá především z podmínky pohodlí a bezpečnosti řízení a z požadavku snížení odporu vzduchu. Samostatnou kapitolu by mohla tvořit řídítka výstředních motocyklů, tzv. chopperů, ale předpokládejme, že jsou pouze krátkodobou módní vlnou – jak jinak by se mohla technicky zdůvodnit řídítka ve výši očí jezdce?



Přestavitelná řídítka vhodná zejména pro závodní a sportovní motocykly

Základem řídítek je nejčastěji ocelová trubka, a to s vnějším průměrem 22 mm, na které se naprostá většina výrobců motocyklů bez jednání i normalizace shodla. Podobně jako u trubek rámu je trubka řídítek cestovních motocyklů z uhlíkové a řídítek speciálních strojů z legované, obvykle chrómmolybdenové oceli. Širší řídítka terénních strojů se vyztužují přivařením, popř. připevněním tenčí hrazdičky, která je podstatně zpevňuje proti poškození při pádu.



Dva způsoby rozebíratelného spojení hrazdičky s trubkou řídítek

U některých cestovních a hlavně silničních závodních motocyklů jsou řídítka ze dvou základních dílů připevněných buď k nosným trubkám vidlice, nebo k jednomu z jejích nosníků.



Panelová řídítka skútrů a některých motocyklů jsou plechové výlisky anebo někdy i odlitky ze slitiny lehkých kovů. Někdy má krycí panel z plastické hmoty, laminátu nebo z plechu umístěný na řídítkách z klasické ocelové trubky budit dojem panelových řídítek.

Plynová rukojeť je důležitou částí úplných řídítek. Dnes je všeobecná, ale rozšířila se teprve ve dvacátých letech, dříve ovládala šoupátko nebo klapku karburátoru páčka plynu.

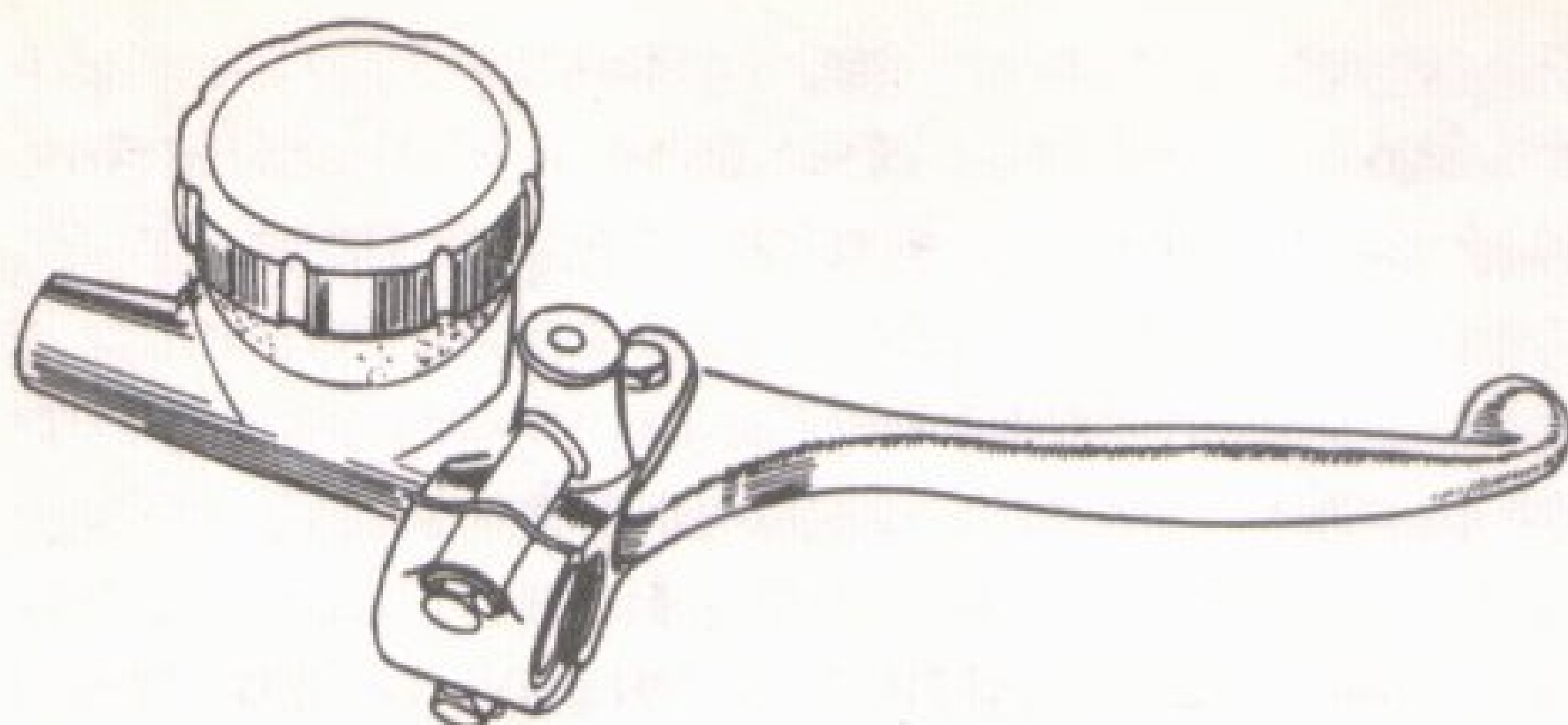
Nejčastější plynové rukojeti cestovních motocyklů mají lanovod vedený uvnitř řídítka. Šroubová drážka uvnitř rukojeti posouvá prvek v podélném výřezu trubky řídítka. Tento prvek zachycuje lanko lanovodu. Klasické rukojeti tohoto typu nejsou hlavně mezi mladšími jezdci oblíbené, neboť potřebují poměrně větší úhel pootočení rukojeti na celý zdvih šoupátka. Dnes jsou velmi rozšířené sportovní, tzv. rychlopalné rukojeti, u nichž se navíjí lanko lanovodu plynu na bubínek; průměr bubínku určuje poměr natočení rukojeti vůči zdvihu šoupátka karburátoru a tím i rychlost, popř. citlivost ovládání vozidla. Nevýhodou těchto rukojetí je však obtížnější vyhledání nejvhodnější polohy pro příjemnou a ekonomickou cestovní jízdu a navíc lanovod vycházející z rukojeti je vzhledem k možnosti jeho zachycení snadno zranitelný. Snaha po odstranění necitlivosti rukojeti v oblasti často používaného pracovního režimu motoru vedla konstruktéry ke stavbě speciálních rukojetí, kde se lanko nenavíjí na válcový bubínek, ale na bubínek ve tvaru zvlášť volené obecné křivky. Nejprve je pohyb šoupátka pomalý a citlivý a konec posuvu odpovídá naopak malému pootočení rukojeti.

Častým problémem, se kterým se musí potýkat jezdec, a to někdy jen vinou nedostatečné údržby lanovodů, je nevracení šoupátka do polohy běhu naprázdno. Příčinou může být i příliš měkká vratná pružina šoupátka, která je na druhé straně výhodná pro pohodlí jezdce i životnost lanka. Tuto závadu vyloučí bezpečně volená tuhost vratné pružiny šoupátka a dobře ošetřovaný lanovod s ohyby vedenými ve velkých poloměrech. Ještě spolehlivější je nucené vracení šoupátek druhým lanovodem, které je na místě hlavně u vícekarburátorových motorů.

Řazení otočnou rukojetí se objevilo a rozšířilo s rozmachem skútrů v poválečné době. Jeho princip i dřívější, dnes již propadlá patentová ochrana záleží v pootáčení rukojeti i s držákem páčky spojky do několika poloh odpovídajících zařazení jednotlivých rychlostních stupňů. Páčka spojky v základní poloze (odpovídající sepnuté spojce) obvykle aretuje polohu řazení. Pro skútry a vozidla podobného charakteru je tento systém řazení stále velmi výhodný, neboť nevyžaduje řazení nohou, a tedy ani neohrožuje lehkou nebo reprezentační obuv jezdce či jezdkyň. Další předností je vypuštění řadicího automatu. Záporom je naproti tomu závislost řazení na ne vždy přesné funkci lanovodu a nepohodlná poloha páčky spojky při zařazeném nejnižším a nejvyšším rychlostním stupni. Tento systém se tedy osvědčuje spíše pro dvoustupňové a třístupňové než pro čtyřstupňové nebo dokonce vícestupňové převodovky.

Páčky řídítek jsou z výkovků nebo u levných strojů z křehkých odlitků lehkých kovů, popř. z ocelových plechových výlisků. Jejich tvar by měl vždy odpovídat





Řešení držáku páčky řídítek v celku s olejovou nádržkou pro ovládání kotoučové brzdy

požadavku pohodlného a bezpečného stisku páčky čtyřmi prsty a páčka by měla být snadno dosažitelná ve své výchozí poloze, což bohužel u všech strojů není. Ve stavbě páček měl kladnou úlohu již starší technický předpis FIM, který určuje, že páčka musí být ukončena z bezpečnostních důvodů kuličkou o průměru nejméně 20 mm.

Záchyty páček jsou na řídítku tvořeny dvěma malými přivařenými plíšky s otvorem, avšak lépe vyhovují nákladnější objímkové záchyty. Záchyty tohoto typu se při eventuálním pádu mohou pootočit a zpravidla zamezí poškození páčky. Další předností objímkových páček je možnost nastavení páčky do polohy podle individuálního přání jezdce.

Lanovody známé ještě stále pod nenormalizovaným názvem bowdeny jsou důležitou součástí řídítek. Chceme-li zachovat správnou funkci a spolehlivost lanovodu, musíme dodržet několik zásad:

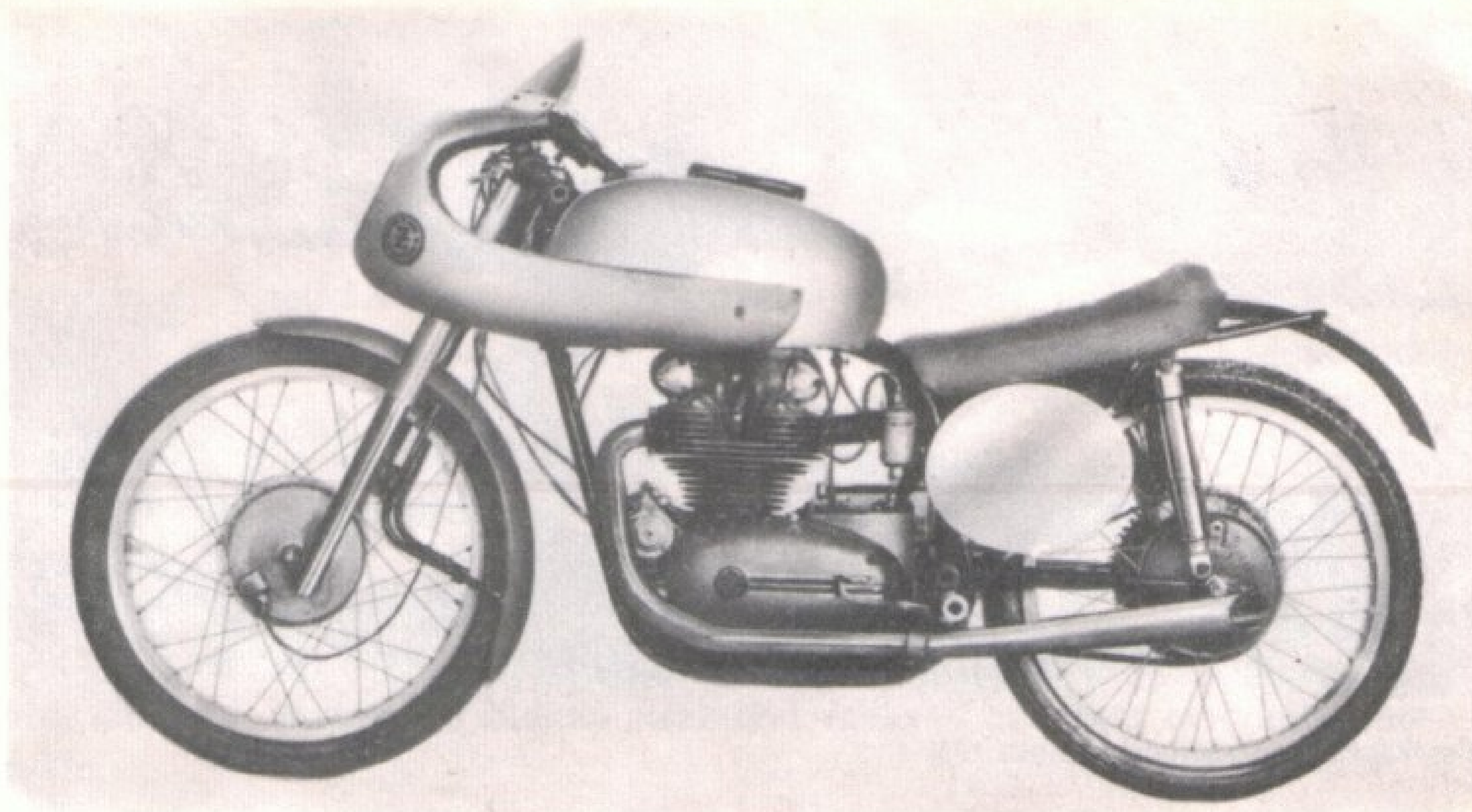
- a) volit jakostní lanovod vyrobený z drátu hranatého a nikoli kruhového průřezu;
- b) vytvořit na lanovodu co nejméně ohybů a žádné ohyby malých poloměrů;
- c) ukončit lanovod v příchytch pevně nasazenými kovovými opěrkami tak, aby poslední závit struny lanovodu nedřel lanko;
- d) zajistit nepoškození lanka lanovodu a jeho vyústění z lanovodu na obou koncích bez ohybu;
- e) chránit lanovod na obou koncích pryžovými kryty proti vnikání vody a nečistot;
- f) lanovod nutně promazat.

Poslední bod odpadá u moderních lanovodů s lanky potaženými vrstvou teflonu, která zabraňuje korozi lanka a snižuje tření při posuvu.

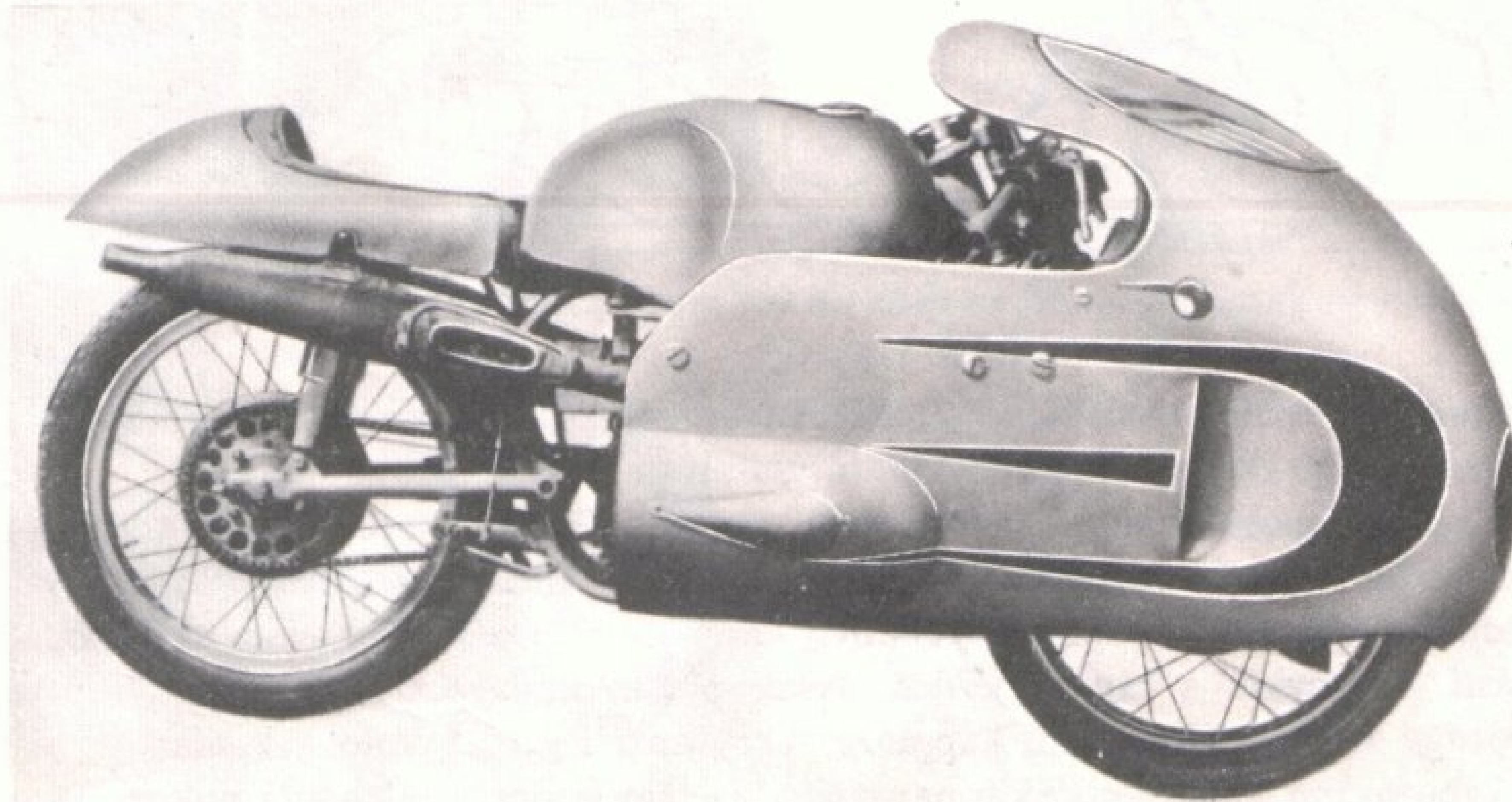
### *Kapotáž*

Kapotáž snižuje odpor vzduchu motocyklu s jezdce při rychlé jízdě. Její vývoj je spojen s vývojem silničních závodních motocyklů a speciálních strojů pro rychlostní rekordy; v poslední době našly však kapotáže své místo i u rychlých sportovně cestovních motocyklů. Kapotáž přebírá i další funkci, a to ochranu jezdce před silným nápořem vzduchu zejména v klimaticky nepříznivých podmínkách.





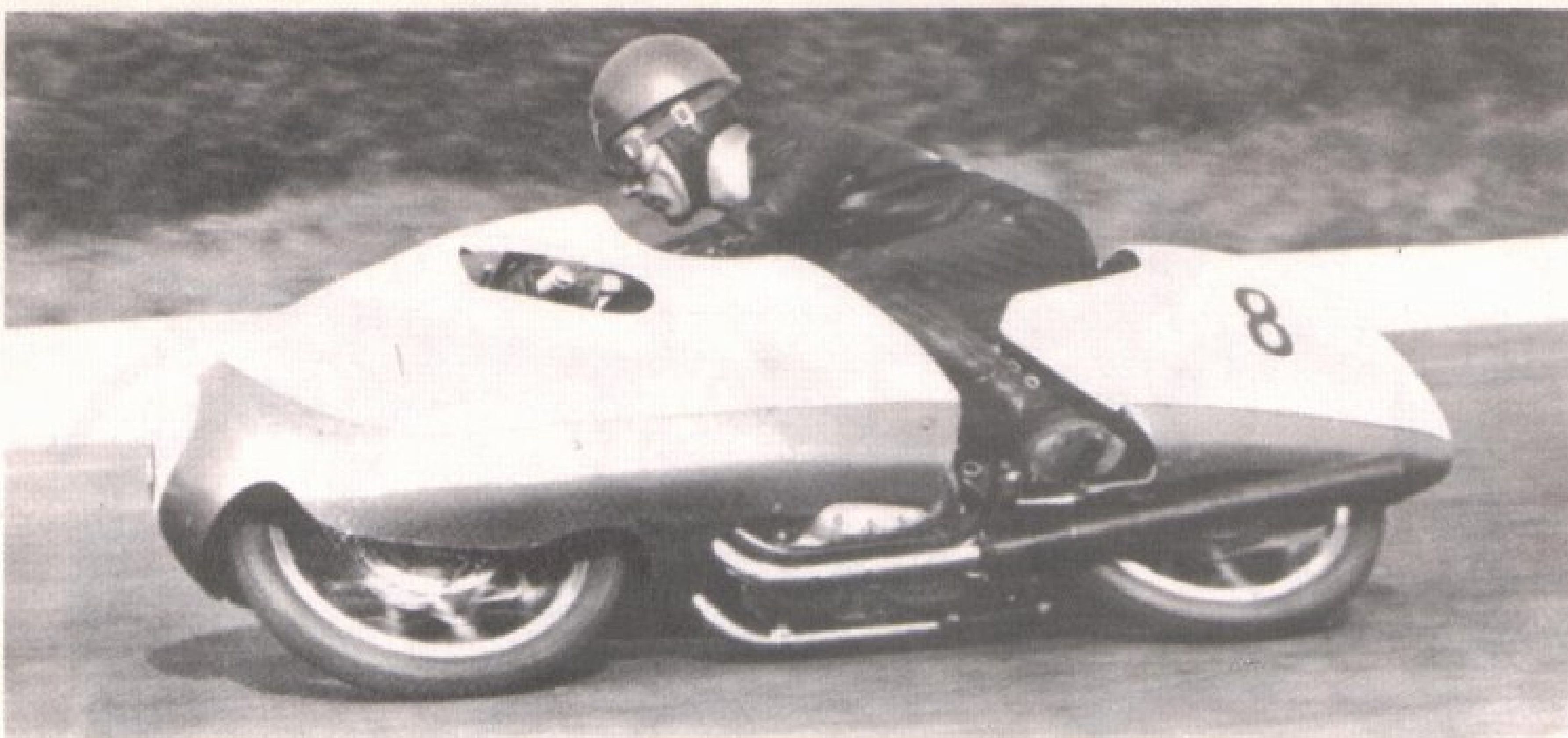
První kapotáží byl kryt řídítek (ČZ 125)



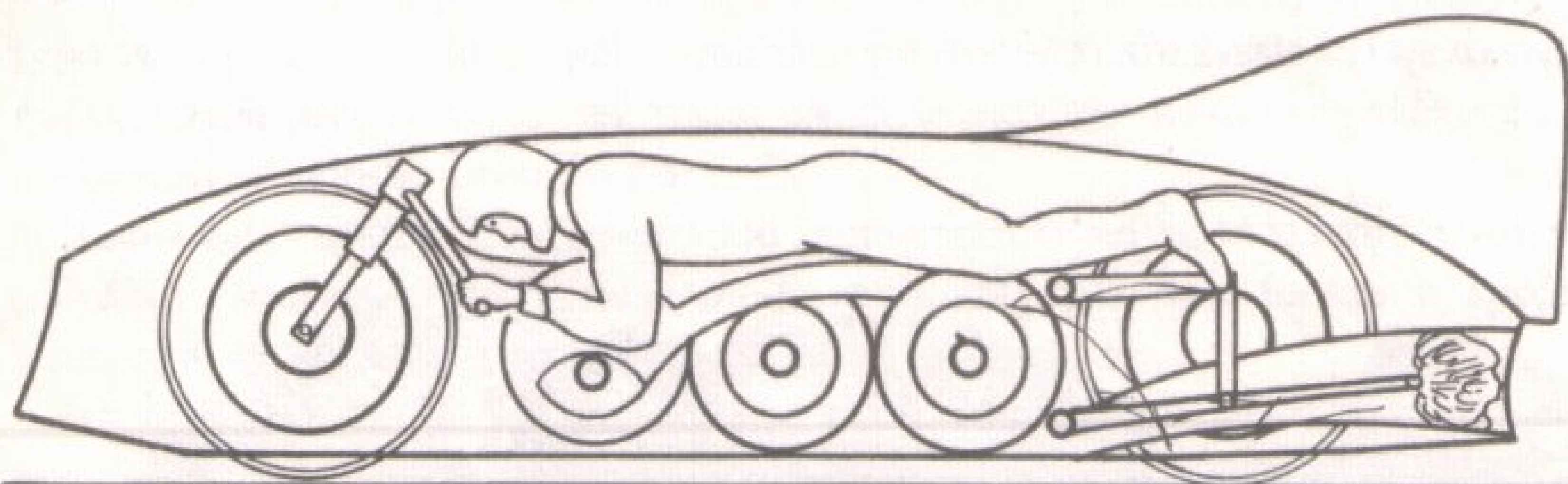
Kapotování přední části motocyklu se zakrytým kolem (MZ 250)

Výpočet účinku kapotáže je značně nejistý. Jak je uvedeno v části „Převodné ústrojí“, odpor vzduchu je přímo úměrný čelní ploše, tvarovému součiniteli vozidla s jezdce a druhé mocnině rychlosti jízdy. Kapotáží nemůžeme čelní plochu snížit; nesmíme ji naopak znatelně zvýšit, avšak podstatně můžeme snížit tvarový součinitel odporu vzduchu. Čelní plochu vozidla lze určit nebo změřit různým způsobem, všechny výpočty tvarového součinitele jsou však zcela empirické.





Celokapotovaný motocykl (Gilera 125)



Na rekordních motocyklech jezdec zpravidla leží buď na prsou, nebo na zádech

Jedinou spolehlivou metodou je určení tvarového součinitele v aerodynamickém tunelu anebo dojezdem motocyklu, to však není výpočet, ale zkouška.

Vývoj kapotáží silničních závodních motocyklů začal tvarováním ochranného štítu z plexiskla nad předním startovním číslem, z něhož vznikly kapotované kryty řídítek. Dalším vývojovým krokem byly kapotáže řídítek v celku s kapotáží spodní části motocyklu a nohou jezdce, avšak přední kolo zůstávalo volné. Teprve později vznikly kompaktní kapotáže zakrývající i přední kolo a k nim přibyly i kapotované zádě motocyklu navazující na tělo jezdce v zalehnuté poloze. Tyto mohutné kapotáže zvyšovaly podstatně maximální rychlost, avšak motocykl byl při vysokých rychlostech a bočním větru téměř neřiditelný. Musely zasáhnout opět předpisy FIM. Nejprve byla omezena délka zadní kapoty a později byla přesně definována další omezení, kterým vyhovuje pouze kapotáž typu „delfín“ s nekrytými koly.

Kapotáže rekordních motocyklů nejsou dosud omezeny předpisy a konstruktéři mají možnost návrhu velmi nízkých, několik metrů dlouhých monster, v nichž jezdec leží na prsou nebo zádech. Tyto stroje mají již velmi málo společného s pojmem motocyklu, a proto se jimi nebudeme dále zabývat.

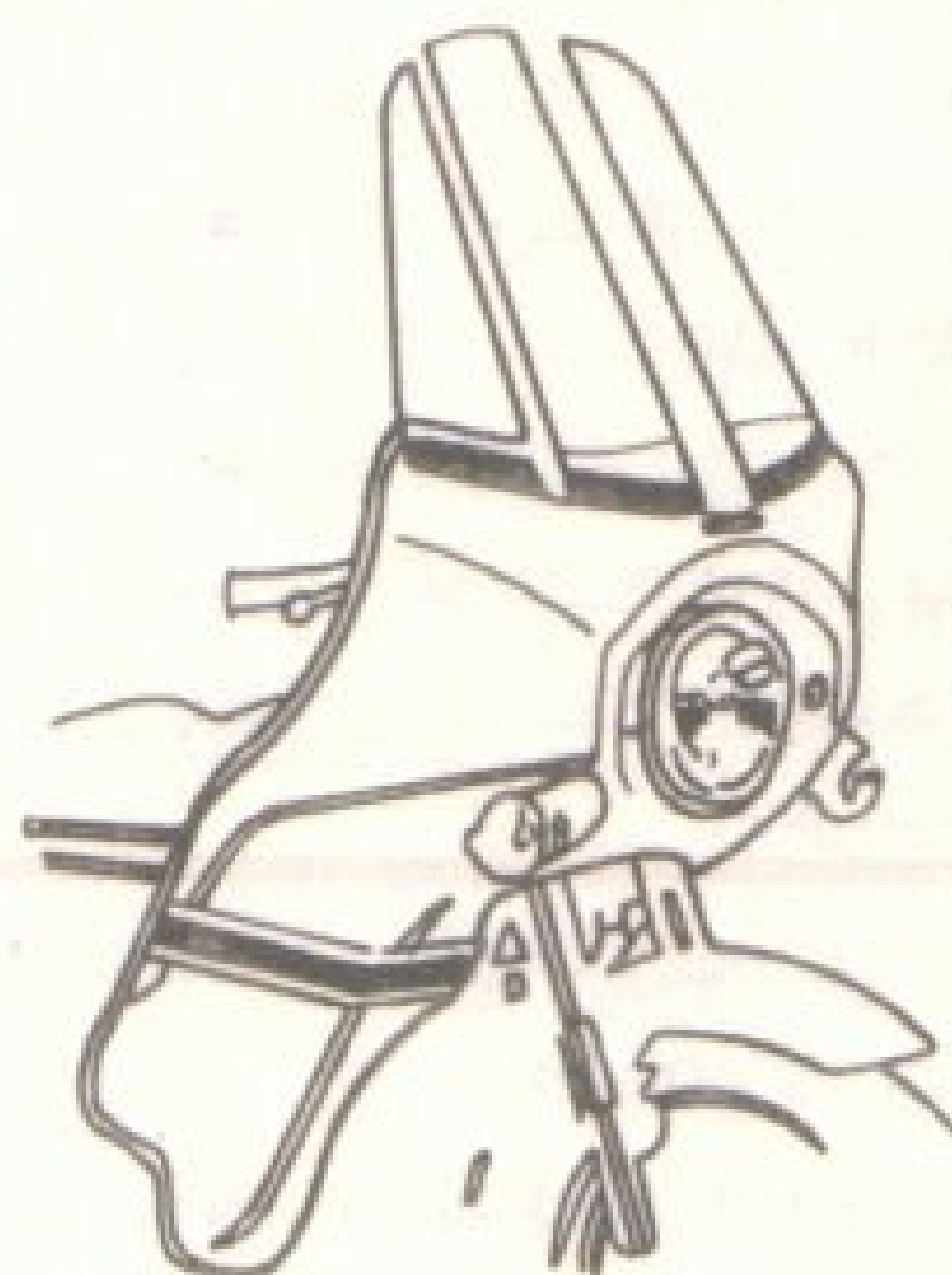


Kapotáž cestovních motocyklů, a to ryze sportovního charakteru, je však moderním prvkem ve stavbě jednostopých motorových vozidel. Starší čtenáři si ještě možná vzpomenou na dřívější snahy jezdců, používajících své stroje v každém počasí, vybavit motocykl štítem z plexiskla a chrániči kolen. Požadované díly byly dříve i v prodeji jako příslušenství, avšak snižovaly rychlost, stabilitu i vzhled motocyklu. Kapotáže moderních cestovních strojů by měly spojovat výhody kapotáží závodních motocyklů se zajištěním ochrany jezdce před nepohodou. Mnohem lépe se však v praxi daří plnit první část požadavku než druhou. Plexisklo je tvarováno pro polohu ležícího jezdce, jinak by vznikl aerodynamicky nepříznivý tvar se současným zhoršením boční stability a spodní část kapotáže nemůže z bezpečnostních důvodů krýt nohy jezdce ze stran – tím je rovněž snížena určitá ochrana jezdce před blátem.

Celkově lze však říci, že kapotáže rychlých sportovních strojů svůj účel splňují a dávají navíc motocyklu žádaný atraktivní vzhled s podobou závodního motocyklu.



a



b



c

a) Příkladem motocyklu s účelnou kapotáží je Jawa 350 v úpravě pro VB, b), c) Nabídka kapotáží pro zahraniční cestovní motocykly

Zákaz kapotáží, a to úplný, pro silniční závodní motocykly je jedním z motivů pro řešení bezpečnosti silničních závodů. Kapotované motocykly třídy 750 i 500 dosahují na okruzích maximální rychlosti nad 300 kilometrů v hodině a maximální rychlost s dostatečně dlouhým rozjezdem by byla ještě značně vyšší. Rychlost motocyklů bez kapotáže by byla u těchto tříd zhruba o 30 kilometrů za hodinu nižší, avšak moderní kapotáže jsou již tak dobře řešené, že po jejich sejmutí by



podstatně klesla řiditelnost motocyklů ve velkých rychlostech! Proto nebude pravděpodobně tento požadavek uskutečněn a bezpečnost silničních závodů se bude řešit jiným způsobem, např. přestavbou silničních okruhů.

Materiál kapotáže je buď skelný laminát, nebo plech ze slitin hliníku. Původně byly kapotáže výhradně z hliníkových plechů, technologie výroby kapotáží ani svařování však nebyla ještě dostatečně vyspělá a chvěním docházelo často k praskání. Zavedení skelných laminátů v druhé polovině padesátých let znamenalo značný pokrok a umožnilo hromadné rozšíření kapotáží na závodních strojích. S vývojem skelných laminátů vznikaly pevnější kapotáže s menší tloušťkou stěn, přesto však moderně řešená kapotáž z hliníkových plechů v porovnání s laminátem pevnostně a zejména hmotností nezůstává pozadu.

Značně obtížná je výroba tvarovaných plexiskel, která nejsou jen ohýbaná, ale prostorově tvarovaná. Tato skla se tvářejí výhradně za tepla, a to buď pomocí speciální makety, nebo vyfoukáváním podtlakem vzduchu ve speciálním zařízení. Základním požadavkem na plexisklo je dobrá průhlednost.

Upevnění kapotáže je celkem jednoduchou konstrukční záležitostí. U kapotáží typu „delfin“ pro závodní i sportovní motocykly vyhovuje nejlépe tříbodové upevnění. Hlavní záchyť je veden od hlavy rámu k čelu kapotáže a přenáší hlavní čelní sílu, dva boční záchyty udržují správnou polohu kapotáže. Laminátové kapotáže je možno upevňovat natvrdo, kovové výhradně prostřednictvím silent-bloků. Místo upevňovacích šroubů se často pro rychlejší demontáž a montáž v průběhu závodu nebo tréninku volí kužel s pryžovou pružinou nebo jiný typ rychlého upevnění.

Návrh tvaru kapotáže je velmi složitou záležitostí a vyžaduje znalost zásad aerodynamiky, zkušenost a konstrukční i výtvarný cit. Výpočty zde pomáhají jen zčásti a ověřovací zkoušky jsou nákladnou a dlouhodobou záležitostí. Objektivní měření můžeme sice uskutečnit v aerodynamickém tunelu, ale ze samotného určení odporu vzduchu a stanovení tvarového součinitele nelze hned vyvozovat závěry. Pro měření v tunelu by bylo třeba porovnávat na jednom stroji několik různých kapotáží, a teprve podle výsledku měření provádět změny a znovu je měřením v aerodynamickém tunelu ověřovat. Vzhledem k tomu, že jen nepatrné procento výrobců motocyklů má možnost uskutečnit dlouhodobé zkoušky v tunelu, uplatňuje se v praxi více pokusnictví spolu s určitým kopírováním osvědčených vzorů.

## 7.4 KOLA A BRZDY

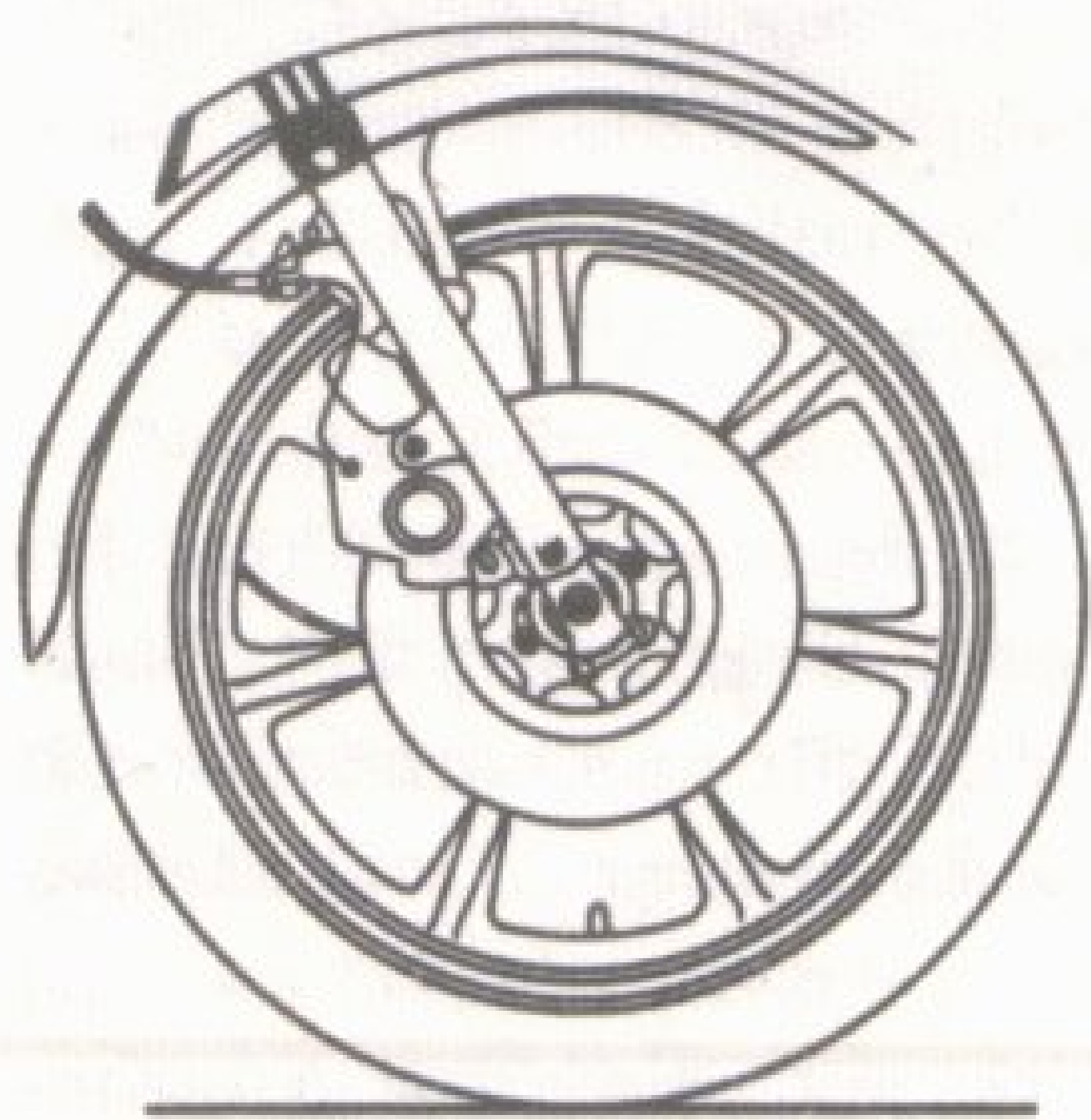
Kola jsou neodpružené a přitom navíc rotující hmoty jednostopého motorového vozidla. Musíme se zde proto zvlášť zaměřit na dosažení minimální hmotnosti, ovšem při plné funkční spolehlivosti.



Stavebním základem předního i zadního kola je hlava kola, která může být s ráfkem v celku anebo je k ní ráfek paprsky nebo diskem rozebíratelně upevněn. K hlavě kola je dále připevněn brzdový buben nebo kotouč, nevytváří-li hlava kola brzdový buben již svou vlastní stavbou. U poháněného kola je hlava kola navíc spojena s řetězovým nebo ozubeným kolem sekundárního převodu. Obě kola mají zpravidla vzájemně nezávislé brzdy, jejichž nepohyblivé díly jsou upevněny k přední nebo zadní vidlici.

Litá kola jsou sice vývojově nejmladší, přesto však začneme jejich popisem, neboť jsou koncepčně nejjednodušší. Základ pro výrobu litého kola tvoří poměrně přesný odlitek ze slitiny hliníku nebo hořčíku. Střední část odlitku má přesně obrobené otvory pro zalisování ložisek a příruby pro šrouby nebo čepy k upevnění jednoho, popř. dvou brzdových kotoučů. Záměrně uvádíme kotoučů a nikoli bubnů, neboť litá kompaktní kola se nejlépe osvědčují ve spojení s kotoučovými brzdami. Ke střední části odlitku je rovněž připojeno ozubené kolo pohonu.

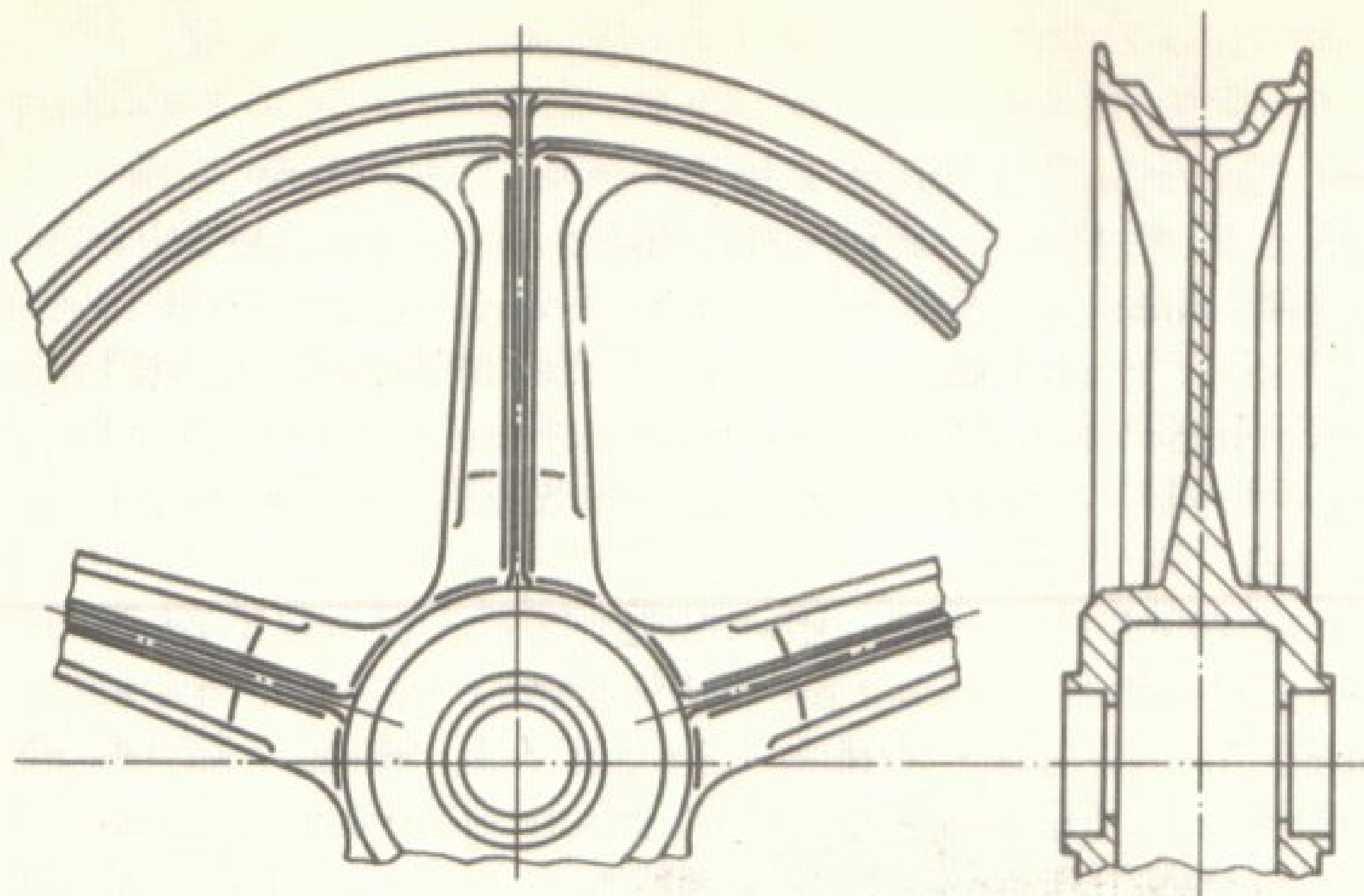
Nedílnou součástí litého kola je ráfek spojený se středem kola odlitými paprsky, jejichž konstrukce je u různých typů kol velmi pestrá. Někteří konstruktéři dávají přednost pěti až sedmi radiálním poměrně silnějším paprskům, aby vytvořili masívnější, slévárensky méně choulostivější profily a připouštějí delší oblouk nepodepřeného ráfku, jiní naproti tomu vytvářejí jemné, téměř síťovité žebrovaní. Nejčastější je však kombinace obou systémů, kdy základní radiální nosné paprsky se před spojením s ráfkem rozvětvují. Důležitým prvkem pro pevnost a spolehlivost kola je i dimenzování vlastního ráfku, neboť se zpravidla soustruží pouze jeho dosedací plochy pro patku pneumatiky.



V posledních letech nastal rozmach použití litých kol na všech dražších motocyklech – na obrázku je kolo s kotoučovou brzdou u cestovní Yamahy RD 400

Výpočet pevnosti litých kol je značně složitý a nejistý, neboť jde o staticky neurčitou konstrukci s žebry proměnných průřezů. Závažnou nevýhodou pro bezpečnost výpočtu, ale i pro spolehlivost vlastního kola, je kolísající pevnost v různých místech kola, daná základními vlastnostmi odlitku, tj. mimo jiné nehomogennost odlitku.





Příklad konstrukce litého kola

Kola z hliníkového odlitku jsou výrobně podstatně jednodušší i levnější než kola elektronová, která však vycházejí v průměru o 20 až 30 % lehčí. Zhotovení elektronového odlitku vyžaduje zvláštní zařízení a odlitek má několik vtoků a pomocných tlakových hlav, které se musí již ve slévárně uřezat. Nevýhodou elektronových kol je dále jejich menší chemická stálost ve styku s vodou a atmosférickými vlivy.

Jaké jsou tedy přednosti a nedostatky litých kol? Výhodou je jejich nenáročnost v údržbě, vysoká tuhost, možnost přesného vyvážení, které se provozem neporušuje, a jejich koncepční jednoduchost. Obvykle uváděná výhoda menší hmotnosti není vždy pravdivá, porovnááme-li lité kolo s drátovým kolem nejmodernější koncepce se zvláště lehkou hlavou i ráfkem. Ve spojení s kotoučovou brzdou vychází však lité kolo zpravidla lehčí, zvláště je-li z elektronového odlitku. Uváděný lepší a působivější vzhled litého kola v porovnání s paprskovým je věcí individuálního názoru.

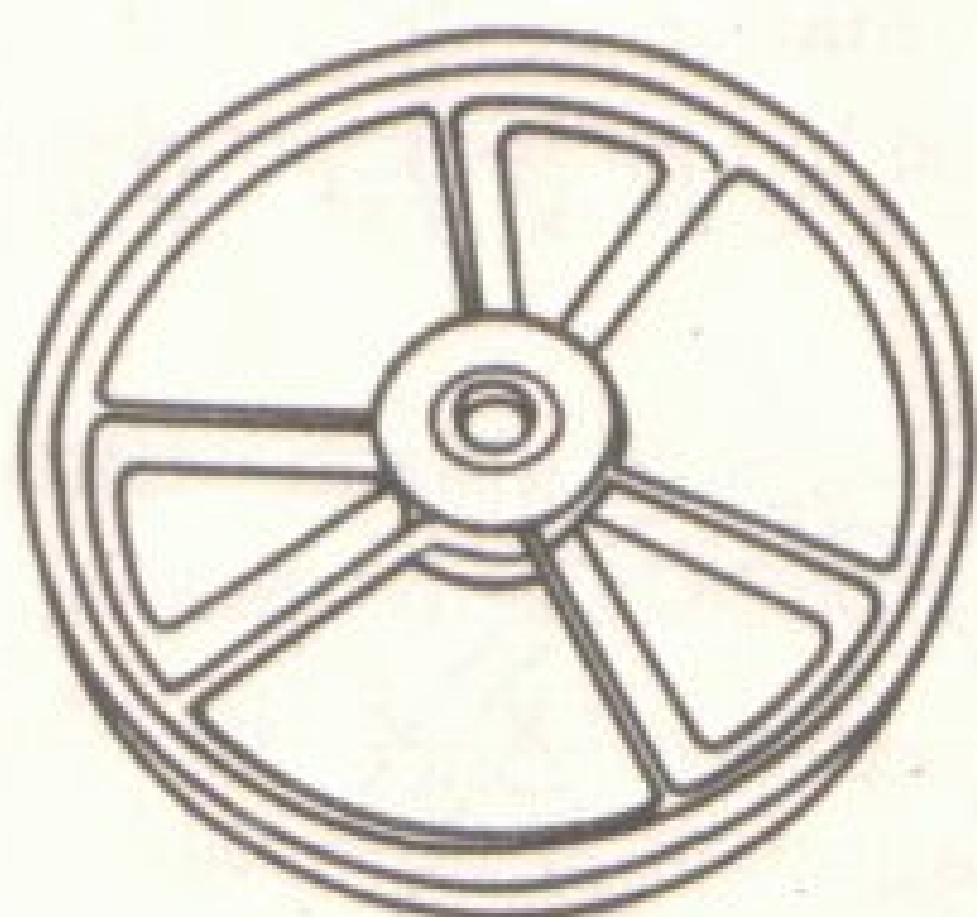
Nevýhodou litých kol je jejich choulostivost na tvrdé nárazy například při terénní jízdě a nemožnost levné opravy naraženého kola. Elektronová kola navíc trpí poměrnou křehkostí ráfku, který se může poškodit i při neodborné montáži pneumatiky. Poslední nevýhodou litých kol, a to zvláště elektronových, zůstává jejich stále ještě vysoká cena.

Litá kola se nejlépe osvědčují u silničních závodních motocyklů, kde nerozhoduje jejich cena a choulostivost při nárazu, ale vyniká menší hmotnost a větší tuhost. Nyní se rozšiřují stále více u dražších a rychlejších typů sportovně cestovních strojů a objevila se již na terénních i soutěžních motocyklech.

Paprsková, někdy také nazývaná drátová kola, zvláště vhodná pro větší průměry ráfku, jsou u jednostopých motorových vozidel nejrozšířenější. Jsou lehká a výrobně jednoduchá, tedy i levná a přitom dostatečně pevná. Skládají se vždy



ze tří hlavních částí: z hlavy kola, paprsků s maticemi a ráfku s pneumatikou. V hlavě kola jsou dvě příruby s otvory nebo drážkami pro zachycení hlaviček paprsků. Příruby musí být od sebe dostatečně vzdálené, aby výplet kola měl potřebnou boční tuhost. Počet paprsků se u většiny motocyklů ustálil na 36, avšak některé britské stroje mají 44 paprsky. U běžných výpletů se křížují paprsky třikrát, u zvlášť namáhaných kol, např. u závodních motocyklů, čtyřikrát. Takový výplet je vhodnější pro přenos hnacího i brzdícího momentu. Paprsky jsou vyrobeny z ocelového patentovaného drátu. Na jednom konci je nakována hlavička paprsku, do druhého konce je vyválcován závit. Běžné jsou paprsky s ohybem u hlavy, ale i paprsky rovné.



Další příklad konstrukce litého kola

Litá kola jsou zcela běžná u silničních závodních motocyklů — na obrázku Harley-Davidson

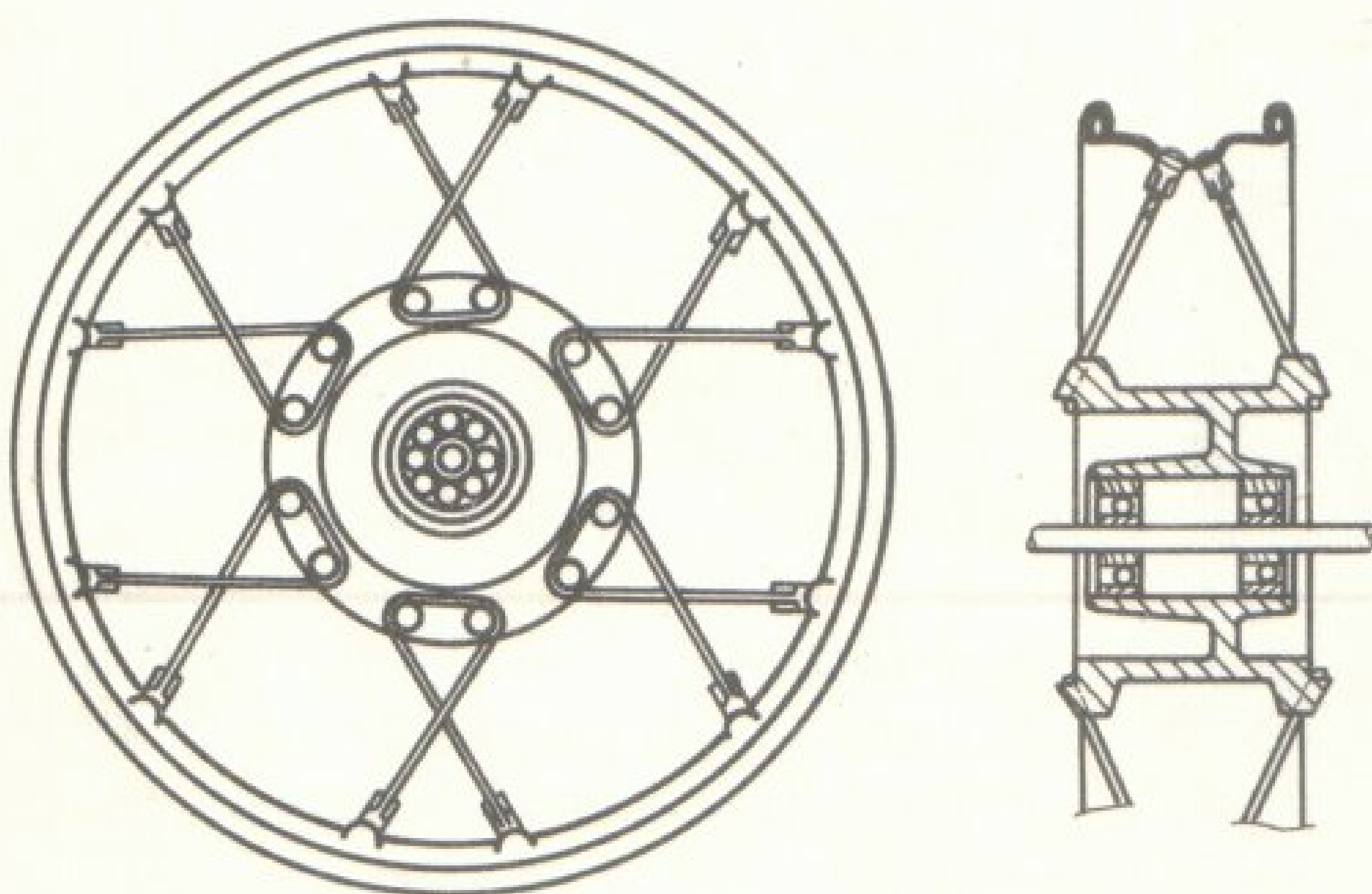
Nejvíce názorových rozdílů je kolem uspořádání hlavy paprsku, kde své zastánce má rovný paprsek i paprsek ohýbaný u hlavy. Nejvýhodnější řešení bude pravděpodobně v paprsku s malým ohybem a poloměrem lícovaným v otvoru příruby hlavy kola. A právě zde, tj. v ohybu paprsku a v jeho upevnění bývá nejvíce příčin poruch. Ohyb paprsku má lícovat s vybráním nebo tvarovaným otvorem v přírubě paprsku tak, aby nevzniklo přídavné ohybové namáhání paprsku.

Ani paprsek s nejlépe provedeným ohybem lícovaným do otvoru příruby není zpravidla dostatečně tuhý. Již při utahování matic vypleteného kola dochází k určitým prodloužením vlivem napětí a dalším okamžitým deformacím je paprsek vystaven při každém větším nárazu. Deformace však probíhá nejvýrazněji v zeslabených průřezech paprsku, tj. v jádře vyválcovaného závitu a v ohybu paprsku. K eventuální poruše paprsku, tj. přetržení, dochází proto také v těchto nejvíce deformovaných a namáhaných částech.



Zvláštním druhem jsou redukované paprsky, kde celá střední část dříku je zeslabena. Redukované paprsky jsou po funkční stránce výhodné; pružné deformace mohou probíhat v celém zeslabeném dříku a nikoli pouze v jádru závitu nebo ohybu u hlavy, kde jsou u paprsků běžného typu nejnamáhanější místa. Podstatnou nevýhodou redukovaných paprsků je však obtížná technologie jejich výroby, a proto jsou pro běžné typy motocyklů cenově nedostupné. Matice paprsků se vyrábějí z mosazi tvářením za studena. Speciální motocykly někdy mají pevnější ocelové matice vyráběné obráběním, popř. lehké duralové matice.

Skutečná délka paprsku se zjistí z nárysu kola sklopením paprsku podle deskriptivního určování délky úsečky z jejího průmětu; ověření při montáži kola je však vždy výhodné. Příliš krátký paprsek nezasahující svými posledními závity až do zesílené části matice může u méně jakostní matice způsobit vytržení závitu. Dlouhé paprsky musí být naopak po výpletu kola ubrušovány, aby neprorazily duši.



Kolo s ohýbanými paprsky

Zajímavé nové řešení výpletu kola vzniklo v n. p. Jawa a je založeno na použití ohýbaných paprsků. Ohýbaný, nejčastěji překřížený paprsek má v celé své délce konstantní průměr a na obou svých koncích závit, na který jsou nasazeny matice pro upevnění ráfku. Svou střední ohýbanou částí je paprsek nasunut do bočního výřezu příruby hlavy kola. Výhodou řešení je snadná montáž, vyšší tuhost kola a dále z pevnostních důvodů žádaný neměnný průřez paprsku. Přednost polovičního počtu ohýbaných paprsků je těžko objektivně uvádět, záporem řešení je poněkud obtížnější výroba a také skladování nezvyklých ohýbaných paprsků.

Ráfky paprskových kol jsou buď ocelové, nebo duralové. Ocelové ráfky se vyrábějí z pásku, který se na zvláštním stroji stáčí do požadovaného profilu. Ze stroje vychází ve spirále, ta se potom rozřeže na jednotlivé závity a z každého závitu vznikne po vyrovnaní a svaření jeden ráfek. Surové ráfky se důlkují, vrtají a povrchově upravují.



Materiálem na výrobu ráfků je nejčastěji ocelový hlubokotažný plech běžné jakosti. Tloušťka plechu bývá mezi hodnotami 1,2 mm pro cestovní a až 1,8 mm pro terénní stroje. Použití jakostních chrómmolybdenových plechů naráží na potíže při tvarování pevnějšího materiálu, a proto se v širším měřítku neujalo. Tepelné zpracování důlkovaných, avšak nevrtaných ocelových ráfků nebylo zavedeno při výrobě ráfků, a to ani u sportovních motocyklů, i když by zpevnění ráfku znamenalo velký přínos. Důvodem je v tomto případě velmi obtížné vyrovňování deformovaných ráfků po tepelném zpracování; vysoké procento ráfků, které není možno vyrovnat, se musí proto zmetkovat. Hlavním důvodem, proč se výrobci speciálních motocyklů pro vrcholné sportovní podniky nezabývají odlehčováním a zlepšováním funkce ocelových ráfků, je snazší dosažení požadovaných parametrů použitím duralových ráfků.

Předností ocelových ráfků je nízká cena, vysoká pevnost a možnost vyrovnaní po naražení.

Duralové ráfky jsou ze speciálního taženého profilu, který se po stočení svařuje, důlkuje a vyvrtá. Povrchové zušlechťení je jednodušší, neboť stačí pouze leštění viditelných částí. Duralové ráfky jsou lehké a při dostatečném dimenzování profilu a kvalitním materiálu vyhovují i pevnostně; hlavní nevýhodou je vyšší cena.

Tyto ráfky se prosadily nejdříve na silničních závodních motocyklech a brzy se staly jejich charakteristickým znakem. Další uplatnění přišlo na rychlých sportovních motocyklech pro jízdu po silnicích a i terénáři se snažili o vylehčení svých kol. Lehké ráfky určené pro silniční závodní stroje v terénu nevyhověly a tak musely být vyrobeny speciální zesílené typy ráfků.

V současnosti je na světových trzích dostatek ráfků silných profilů španělské, britské nebo japonské výroby, které bezpečně vyhovují i pro terénní pětistovky. Úspora hmotnosti bývá při použití duralového ráfku ve srovnání s ocelovým v průměru 0,5 kg. Nevýhodou zesílených duralových ráfků na terénních a hlavně soutěžních motocyklech dosud bylo zanášení ráfku vysokou vrstvou bláta. Bláto často i s částčkami drnů a trávy se usazovalo v prostoru mezi vysokými žebry ráfků a značně zvyšovalo hmotnost kol.

Dobrým, avšak nákladným řešením tohoto problému je způsob přípravy terénních motocyklů pro japonské tovární jezdce – na suché tvrdé tratě montují kola s osvědčenými pevnými ráfky s vysokými žebry a na blátivé tratě, kde riziko poškození ráfku je podstatně menší, kola s vylehčenými ráfky s usoustruženými žebry.

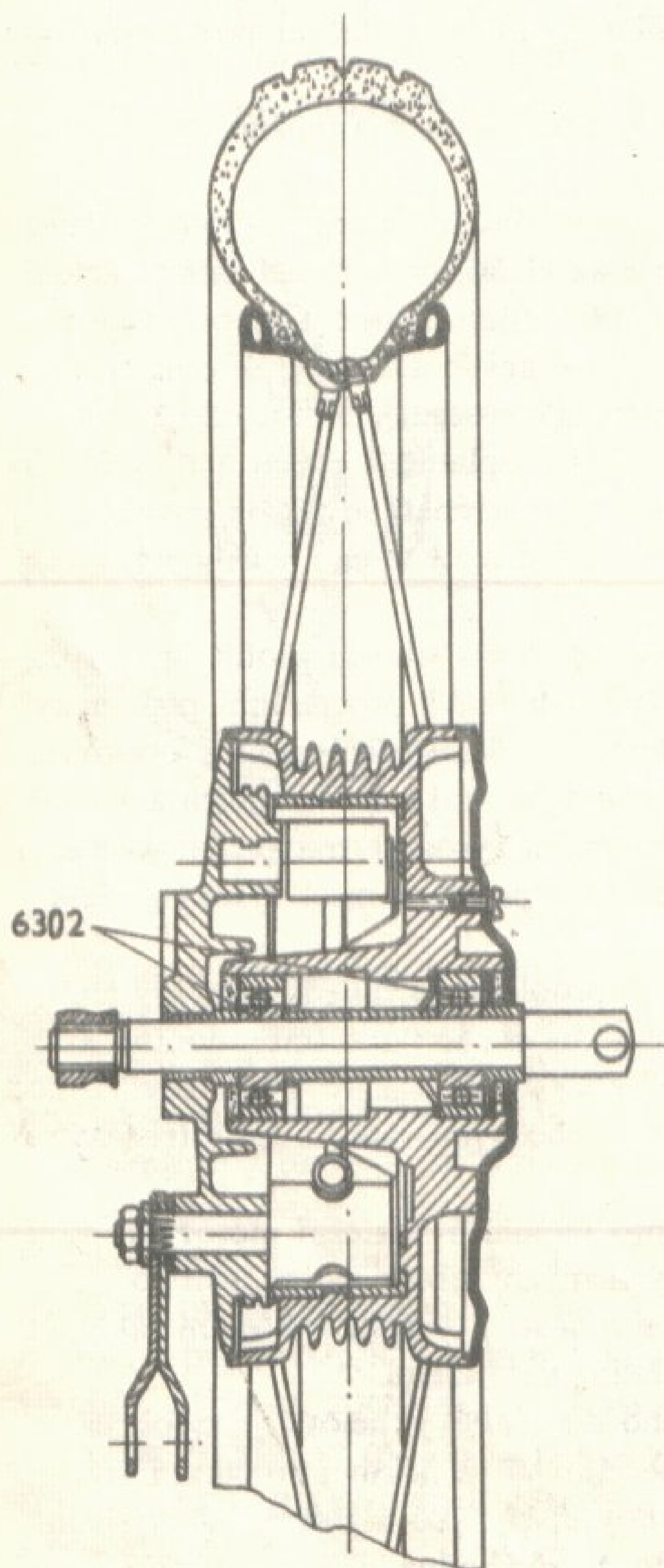
Nejnovějším řešením duralových ráfků pro terénní a soutěžní motocykly jsou takzvané samočisticí ráfky bez vnějších výztužných žeber. Zatím jsou to ráfky japonské a americké výroby a problém jejich tuhosti se vyřešil zvětšením základní tloušťky stěny ráfku a také speciálním pevnějším materiálem.

Hlava kola (nesprávně náboj z německého die Nabe) je nejčastěji vyrobena ze slitin lehkých kovů na bázi hliníku a pro speciální stroje někdy i hořčíku. Dříve se hlavy kol často svařovaly z ocelových plechových výlisků a trubek, ale výsledná hlava byla zpravidla hmotnostně i vzhledově nevýhodná a navíc přistupovala



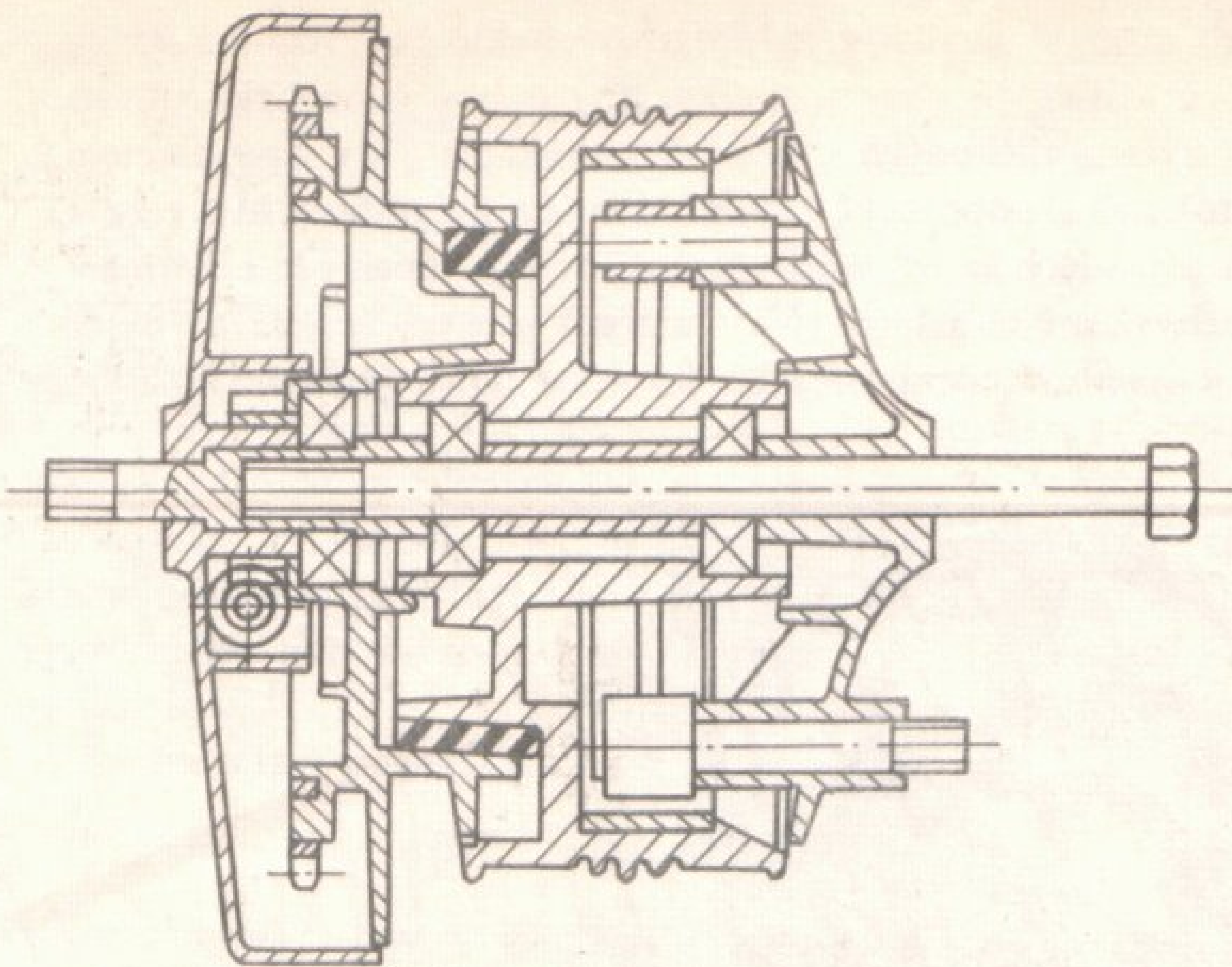
nutnost povrchové úpravy. Důležitým prvkem hlavy kola jsou příruby pro zachycení paprsků, které musí mít dostatečnou pevnost. Někdy se dokonce elektronové příruby hlavy kola vyztužují ocelovým plechovým kroužkem.

U kol s bubnovými brzdami tvoří hlava kola nejčastěji i brzdový buben, v kterém je zpravidla zalita, popř. s větším přesahem zasazena litinová nebo ocelová vložka. Litinová vložka má příznivější třecí vlastnosti ve spojení se všemi běžnými druhy obložení, je tedy funkčně výhodnější, ale naproti tomu přináší riziko praskání. Vložky se vkládají výhradně do ohřáté hlavy kola, nejsou-li již do odlitku zality.



Přední kolo, kde hlava tvoří i brzdový buben se zalitou vložkou, je uloženo na jednořadových kuličkových ložiskách





Uspořádání děleného zadního kola u motocyklu MZ

Určitou péčí je při výrobě hlavy kola nutno věnovat i otvoru pro ložiska, která musí být v hlavě nalisována s menším přesahem tak, aby se vnější kroužek při provozu neuvolnil. Ložiska však musí mít po nalisování do hlavy zcela hladký volný chod.

Zadní kola rozdělujeme podle uspořádání hlavy na starší kompaktní a novější dělená. U kompaktních kol je pevnou, nedílnou součástí hlavy i řetězové kolo, resp. kuželové ozubené kolo u motocyklů se spojovacím hřídelem. Vyjímání zadního kola usnadňují dělená kola axiálně výsuvná z unášeců řetězového kola. Ve vzájemném záběru udržuje obě části rozpěrka, která se uvolní po vyjmutí čepu kola. Při vyjímání zadního kola potom na rozdíl od kompaktních kol není třeba manipulovat se sekundárním řetězem.

Hlava kola bývá spojena s řetězovým kolem prostřednictvím unášecích zubů, čepů, ozubů anebo nejmoderněji pomocí pružných prvků, které zároveň tvoří tlumič záběru.

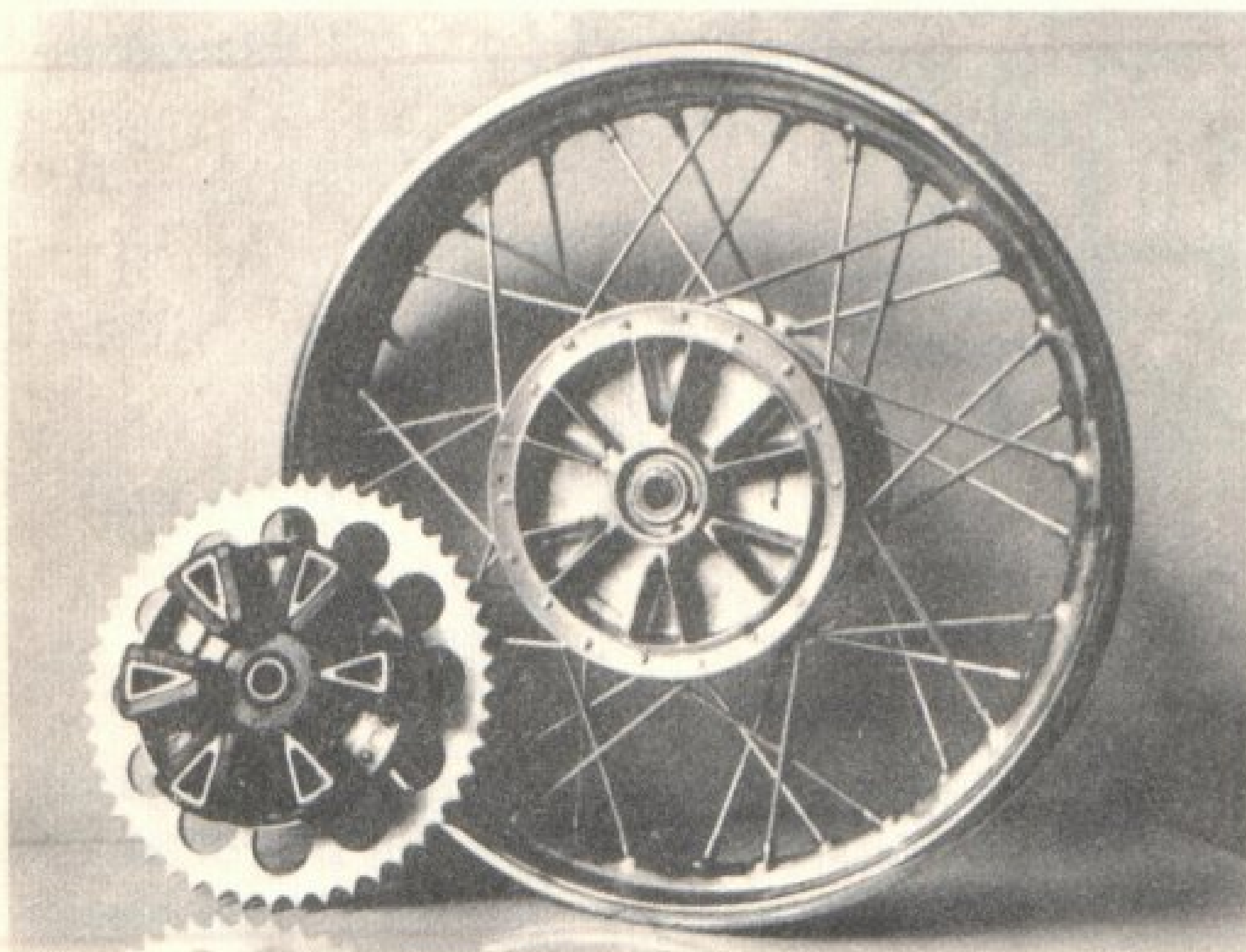
Kompaktní nedělená kola však nacházejí své plné uplatnění na terénních a závodních motocyklech, kde jejich širší hlavy poskytují mnohem tužší uložení ráfku než hlavy dělených kol a navíc vycházejí příznivěji i z hlediska hmotnosti.

Nedělená zadní kola jsou někdy i na moderních soutěžních motocyklech, jejichž původ tkví v příbuzném terénním typu. Nedělené zadní kolo s tuhým a bezpečným výpletem je často větší výhodou než rychlejší montáž a demontáž v případě dnes již vzácného defektu pneumatiky.

Ložiska kol jsou výhradně valivá. Pro motocykly nevyhovuje levný velocipedový systém uložení kol na volných kuličkách mezi miskami a tak nejlevnější



uložení motocyklového kola je na dvou jednořadových kuličkových ložiskách. Mezi vnitřními kroužky ložisek je vždy rozpěrka, aby matici čepu bylo možno dotáhnout natvrdo. U dvou kuličkových ložisek se setkáváme vždy s problémem vyrovnání výrobních tolerancí, popř. také tepelné dilatace po ohřevu hlavy kola od brzdy. V některých případech se při větší vůli ložisek vliv tepelných deformací zanedbává, jindy se nechává určitá axiální vůle v uložení vnějších kroužků v hlavě a posledním řešením je axiální vedení vnějšího kroužku pouze jednoho ložiska.



Nehlučné spojení hlavy kola s unášecem pomocí pryžových prvků

Z tohoto hlediska je nejvhodnějším řešením uložení hlavy kola na dvou ložiskách, z nichž jedno je válečkové, které má za provozu zcela volný axiální pohyb.

U kompaktních zadních kol je hlava uložena stejně jako u předního kola na dvou ložiskách. U ložisek je třeba počítat s jejich namáháním od tahu řetězu a ložisko na straně řetězu více dimenzovat. Dělená zadní kola musí mít nejméně tři ložiska, z nichž dvě jsou pro uložení hlavy kola a další dvě, nebo alespoň jedno dvouřadové nebo jednořadové těžší řady tvoří uložení unášeče ozubeného kola.

Nesmíme zapomenout ani na utěsnění prostoru ložisek a jejich mazání. K utěsnění jsou u cestovních strojů speciální plstěné kroužky běžící po leštěném povrchu vnitřního rozpěrného kroužku. U motocyklů určených pro terénní jízdu je obvyklé spolehlivější utěsnění pomocí gufer. Mazání ložisek bylo dříve obvyklé automobilovým tukem, který se tlakovou maznicí dopravoval do vnitřní dutiny hlavy kola. Takové mazání je naprosto zbytečné a nevhodné. Tuk v dutině kol časem tuhne, vozíme zbytečnou hmotnost a navíc je stále možnost pronikání tuku ložiskem do brzdy při vadném těsnění. U moderních strojů obvykle stačí promazání ložisek kvalitním tukem při příležitostné demontáži.



Zvláštní péče je věnována ložiskům kol silničních závodních motocyklů, kde usilujeme o co nejlehčí otáčení kola. Nejsou zde žádné třecí těsnicí prvky, pouze krycí kovové kroužky a ložiska se mažou výhradně několika kapkami řídkého oleje.

### Brzdění motocyklu

Pro dimenzování brzd platí zásada, že jejich výkonnost musí krátkodobě několikanásobně přesáhnout výkon motoru.

Největší brzdicí síla na motocyklu s jezdce působí v teoretickém případě, kdy je dosaženo zpoždění v hodnotě tíhového zrychlení, což je ovšem podmíněno využitím celé adhezní hmoty vozidla a hodnoty součinitele tření mezi pneumatikou a vozovkou,  $f = 1$ .

Brzdná síla je potom dána:

$$B = Ga = Gg \quad (\text{N}),$$

kde  $B$  je největší brzdná síla působící na motocykl s jezdce (N),

$G$  – celková hmotnost motocyklu s jezdce (kg),

$a$  – maximální zpoždění ( $\text{m/s}^2$ ),

$g$  – tíhové zrychlení ( $\text{m/s}^2$ ).

Výslednice setrvačné síly působí ve společném těžišti motocyklu a jezdce, je však zachycena brzdícími silami působícími ve styku předního a zadního kola s vozovkou. Moment setrvačné síly, uvažovaný například ke stykovému bodu přední pneumatiky s vozovkou, se vyrovnává momentem přetížení předního a odlehčení zadního kola od brzdění. Musí platit:

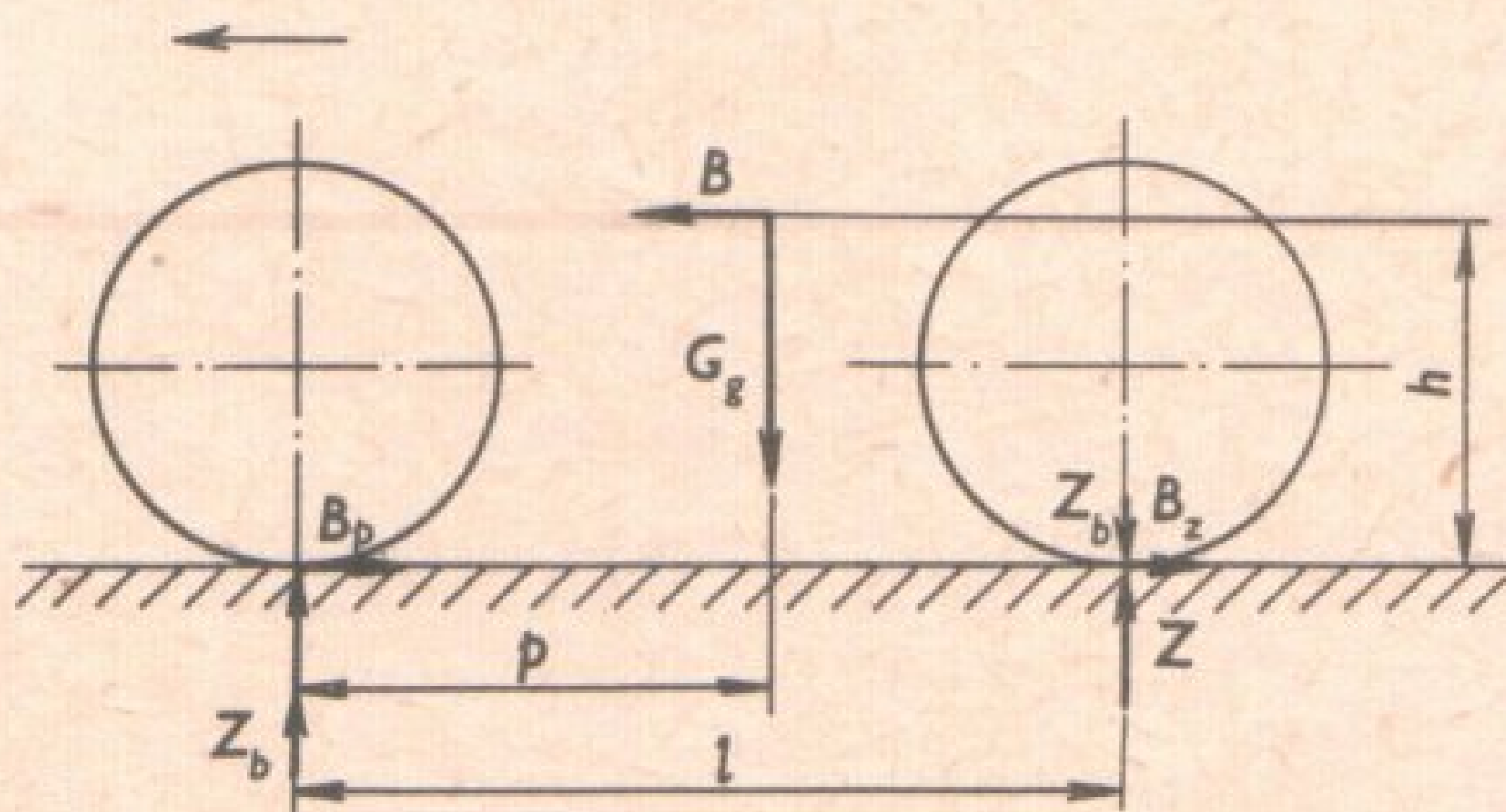
$$Bh = Z_B l \quad (\text{N m}),$$

$$Z_B = \frac{Bh}{l} \quad (\text{N}),$$

kde  $h$  je výška těžiště motocyklu s jezdce nad vozovkou (m),

$Z_B$  – odlehčení zadního kola při brzdění (N),

$l$  – rozvor motocyklu (m).



Silové poměry při brzdění



Odlehčení zadního kola je tedy tím větší, čím větší je působící brzdící síla a výška těžiště a je nepřímo úměrné rozvoru motocyklu. To je pro brzdění velmi důležitá poučka a musíme se vyvarovat stavu, kdy odlehčení zadního kola od brzdění bude větší (nebo rovné) než jeho zatížení od hmotnosti vozidla.

Z rovnosti momentů vztažených k dotykovému bodu přední pneumatiky musí platit:

$$G_{gp} = Zl \quad (\text{N m}),$$

$$Z = \frac{G_{gp}}{l} \quad (\text{N}),$$

kde  $p$  je vodorovný průmět vzdálenosti těžiště od osy předního kola (m),

$Z$  – statické zatížení zadního kola (N).

Podmínka stability motocyklu při brzdění je tedy dána podmínkou

$$Z > Z_B \quad (\text{N}).$$

Uvedené vztahy také jednoznačně dotvrzují podstatně větší účinek brzdění předního kola v porovnání se zadním a nutnost intenzivního brzdění přední brzdou pro dosažení účinného brzdění.

Vlastní účinnost brzdění hodnotíme délkou nejkratší brzdné dráhy z určité rychlosti nebo výjimečně časem od počátku brzdění po zastavení z dané rychlosti.

Zanedbáme-li vliv odporu vzduchu a rotace kol, což bez obav můžeme, a předpokládáme-li konstantní zpoždění po celou dobu brzdění, platí z mechaniky známé vztahy:

$$s = \frac{v^2}{2a} \quad (\text{m}),$$

$$t = \frac{2s}{v} \quad (\text{s})$$

a po dosazení

$$t = \frac{2 \frac{v^2}{2a}}{v} = \frac{v}{a} \quad (\text{s}),$$

kde  $s$  je brzdná dráha (m),

$v$  – počáteční rychlost (m/s),

$a$  – dosahované zpoždění (m/s<sup>2</sup>),

$t$  – celková doba brzdění (s).

Ze vzorců jasně vyplývá, že pro délku brzdné dráhy i doby brzdění je kromě počáteční rychlosti rozhodující zpoždění závislé na dosahovaném součiniteli tření podle vzorce

$$a = fg \quad (\text{m/s}^2),$$



kde  $f$  je dosažovaný součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou,  
 $g$  – tíhové zrychlení ( $\text{m/s}^2$ ).

Skutečná hodnota dosažovaného součinitele tření závisí na jakosti vozovky, pneumatik i brzd. Předpokládáme-li dostatečně účinné brzdy, umění jezdce na úrovni špičkového silničního závodníka a nejlepší pneumatiky, může být dosaženo a prakticky využito následujících hodnot součinitele tření:

Jakost povrchu	Součinitele tření
nejlepší hrubozrnný asfalt	
závodních okruhů	0,8 až 0,9
běžný asfalt	0,6 až 0,8
hrubozrnný asfalt	0,7 až 0,9
hladký asfalt	0,3 až 0,5
mokřý asfalt	0,2 až 0,4
prašná vozovka	0,2 až 0,5
zledovatělý hladký povrch	0,05 až 0,15

Uvedeme tři příklady brzdných drah a doby brzdění:

a) silniční závodní motocykl

– rychlost 300 km/h –  $f = 0,8$ ;

b) cestovní motocykl

– rychlost 140 km/h –  $f = 0,6$ ;

c) cestovní motocykl na ledovém povrchu

– rychlost 100 km/h –  $f = 0,08$ ;

$$\text{a) } s = \frac{v^2}{2a} = \frac{v^2}{2fg} = \frac{\frac{300^2}{3,6^2}}{2 \cdot 0,8 \cdot 9,81} \doteq 440 \text{ (m),}$$

$$t = \frac{v}{a} = \frac{v}{fg} = \frac{\frac{300}{3,6}}{0,8 \cdot 9,81} \doteq 10,5 \text{ (s);}$$

$$\text{b) } s = \frac{\frac{140^2}{3,6^2}}{2,06 \cdot 9,81} \doteq 130 \text{ (m),}$$

$$t = \frac{\frac{140}{3,6}}{0,6 \cdot 9,81} \doteq 7 \text{ (s);}$$

$$\text{c) } s = \frac{\frac{100^2}{3,6^2}}{0,08 \cdot 9,81} \doteq 1\,000 \text{ (m),}$$



$$t = \frac{\frac{100}{3,6}}{0,08 \cdot 9,81} \doteq 35 \text{ (s)}.$$

Příklady dobře demonstrují vliv rychlosti a jakosti povrchu (součinitel 3,6 se do vztahu dostal z přepočtu rychlosti v km/h na m/s).

Podle našich předpisů o způsobilosti motocyklu k provozu nesmí být brzdná dráha delší než tyto hodnoty:

- a) z rychlosti 40 km/h – pouze přední brzda – zatížení 1 osobou – 16,1 m;
- b) z rychlosti 40 km/h – pouze zadní brzda – zatížení 1 osobou – 20 m;
- c) z rychlosti 40 km/h – pouze zadní brzda – zatížení 2 osobami – 16,8 m;
- d) z rychlosti 60 km/h – obě brzdy – zatížení 1 osobou – 27,7 m.

Přepočteme-li poslední nejpriznivější případ zpět na předepsané zpoždění, bude:

$$s = \frac{v^2}{2a} \Rightarrow a = \frac{v^2}{2s} \quad (\text{m/s}^2),$$

$$a = \frac{\frac{60^2}{3,6^2}}{2 \cdot 27,7} \doteq 5 \text{ (m/s}^2\text{)}.$$

### *Druhy brzd*

Motocykl brzdíme třecími brzdami anebo motorem, i když by k brzdění mohly sloužit i zvláštní brzdy hydraulické, elektrické nebo aerodynamické. Dosud se však v praxi uplatnily pouze třecí brzdy s pomocným využitím motoru pro brzdění. U speciálních motocyklů byly sice uskutečněny pokusy s aerodynamickou brzdou, avšak pro cestovní stroje nemají význam; pro silniční závodní jsou v rámci omezení kapotáží zakázány.

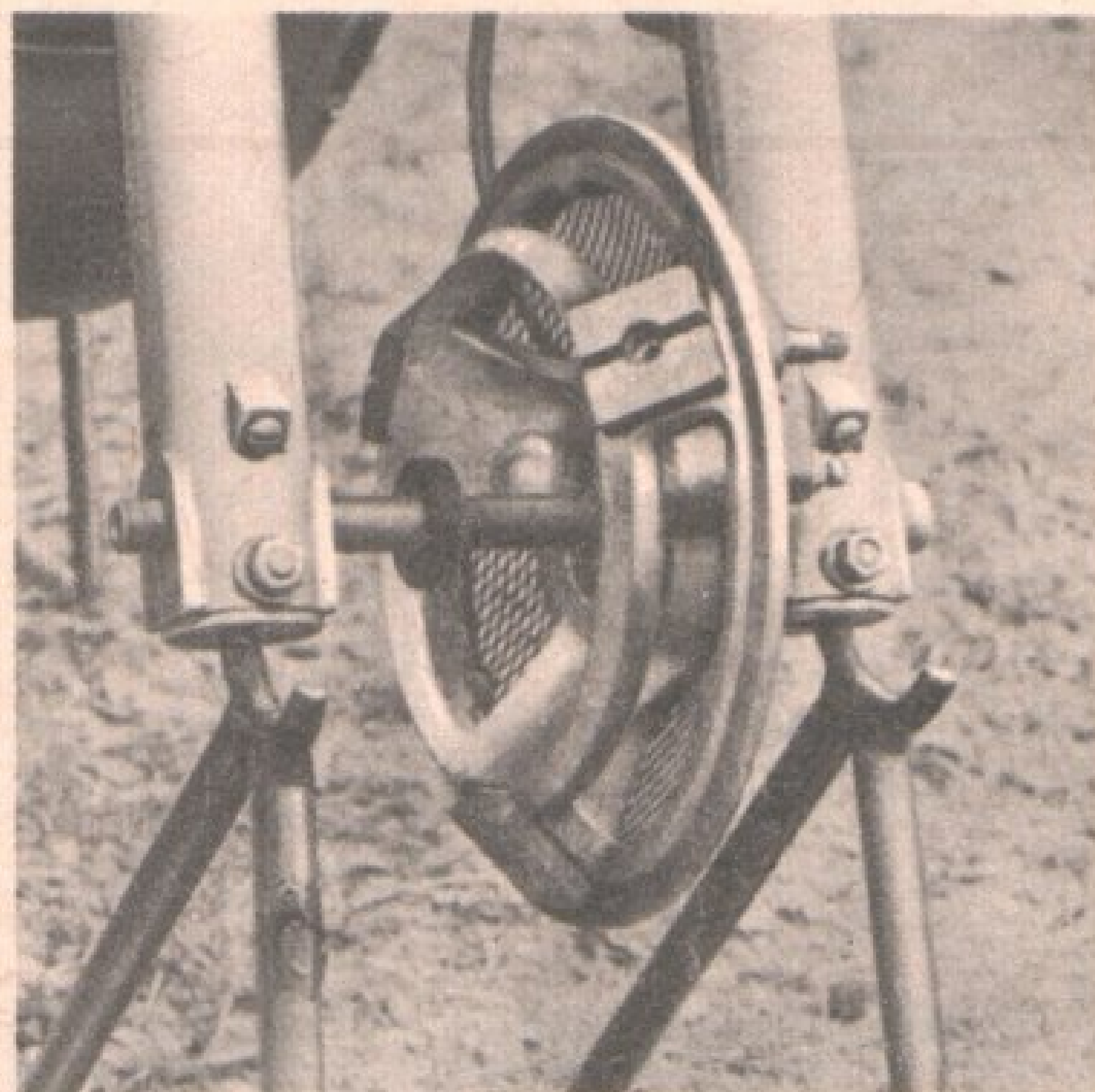
Třecí brzdy můžeme dělit do několika skupin:

- a) špalíkové s dotykem na pneumatiku,
- b) ráfkové,
- c) kotoučové,
- d) pásové,
- e) bubnové,
- f) kuželové.

První dva druhy se používaly pouze u historických motocyklů a dnes jsou jen součástí velocipedové techniky. Pomineme-li v dalších úvahách i pásovou brzdou, která měla značný svorný účinek a z toho vyplývající potíže s pomalou reakcí i blokováním kola, zůstanou tři typy pro moderní jednostopá motorová vozidla, a to kotoučová, bubnová a kuželová. Kuželová brzda by měla spojovat výhody kotoučové brzdy s bubnovou, v praxi se však ukazuje, že sdružuje hlavně jejich nevýhody. Neumožňuje použití mimořádně vysokých teplot jako kotoučová



brzda, nemá patřičný svorný účinek brzdy čelistové a navíc přináší do hlavy kola nepříjemnou axiální sílu; používá se proto u motocyklů jen výjimečně. Nespornou výhodou kuželové brzdy však je možnost tuhého uspořádání hlavy kola, a to v porovnání s pevnostně nepříznivým bubnem válcového tvaru stejně jako s nevýhodným třmenem kotoučové brzdy. Tento důvod je hlavní příčinou k jejímu novému uplatnění.



Moderní kuželová brzda na silničním závodním motocyklu Harley-Davidson

Výpočet brzdícího účinku kotoučové dvoustranné brzdy je velmi jednoduchý, zvláště za zjednodušujícího předpokladu, kdy uvažujeme činný poloměr jako střední hodnotu mezi maximálním a minimálním poloměrem činného mezikruží (teoreticky správně by se měl účinek brzdy počítat metodou integrace elementárních mezikruží). Zjednodušený výpočet vede však k spolehlivým výsledkům:

$$M_B = 2Tr = 2fPr \quad (\text{N m}),$$

kde  $M_B$  je brzdící účinek dvoustranné kotoučové brzdy (N m),

$T$  – tečná síla na brzdovém kotouči (N),

$r$  – střední činný poloměr brzdového kotouče (m),

$f$  – součinitel tření mezi kotoučem a destičkou,

$P$  – přitlačná síla destičky (N).

Z uvedeného vztahu je jednoznačně vidět, že účinnost kotoučové brzdy můžeme zvyšovat buď zvětšením hodnoty součinitele tření, přitlačné síly, anebo poloměru kotouče. Po funkční stránce je nejvýhodnější poslední alternativa, která u brzdy větších rozměrů dává lepší předpoklady k dostatečnému chlazení brzdy a tím i k její vyšší životnosti.

Vývoj kotoučové brzdy má svůj začátek v dávné minulosti, a proto ji také uvádíme dříve než bubnovou brzdou. Princip kotoučové brzdy je stejně jako její stavba velmi jednoduchý, proto se konstruktéři jednostopých motorových vozidel



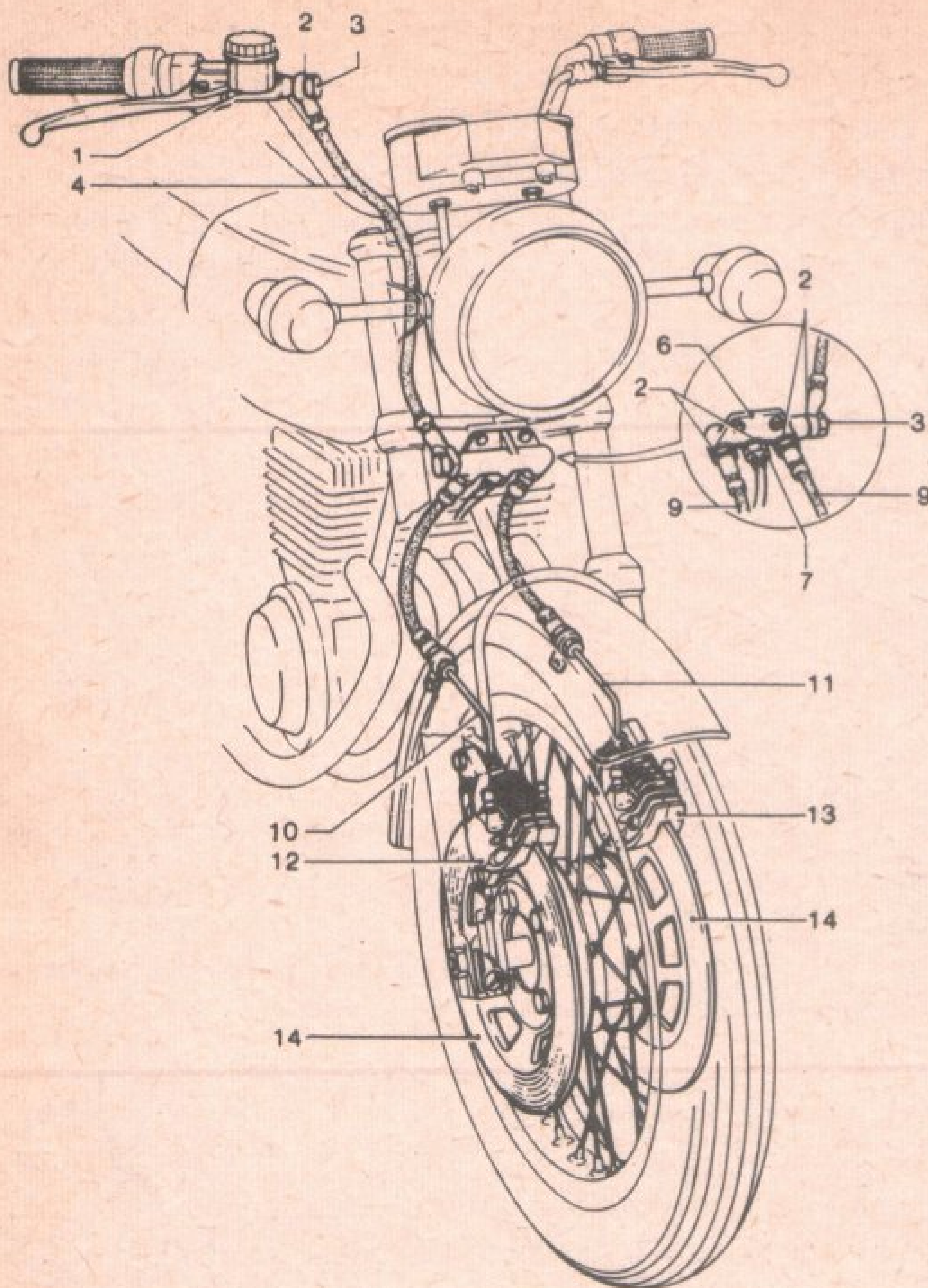


Schéma hydraulického systému ovládání kotoučové brzdy: 1 – brzdový váleček, 2 – vývod, 3 – šroub, 4, 9, 10, 11 – olejové hadičky, 6 – rozvodka, 7 – spínač brzdového světla, 12, 13 – třmeny s destičkami, 14 – brzdové kotouče

a ještě častěji automobilů stále znovu vraceli k jejím zkouškám. Kotoučová brzda však přináší několik základních problémů, jejichž vyřešení trvalo desítky let. K vyvození vyššího brzdícího účinku je podle uvedeného vztahu třeba vynaložení značné přítlačné síly – nemáme zde k dispozici žádný servoúčinek. Vysoká hodnota přítlačné síly přináší potíže s ovládacím zařízením a s mimořádným mechanickým i tepelným zatížením třecího materiálu. Poslední nevýhodou, která se projevuje citelně hlavně u motocyklů používaných i v terénu, je nemožnost ochrany takové brzdy před blátem vzhledem k jejímu chlazení.

K všeobecnému rozšíření kotoučových brzd došlo u automobilů v posledních 10 letech, kdy již byly k dispozici speciální třecí materiály na bázi speciální spékané azbestové hmoty. Tyto materiály vydrží nesrovnatelně vyšší teploty i měrné tlaky než nejlepší druhy osinkových obložení a můžeme si tedy dovolit podstatně

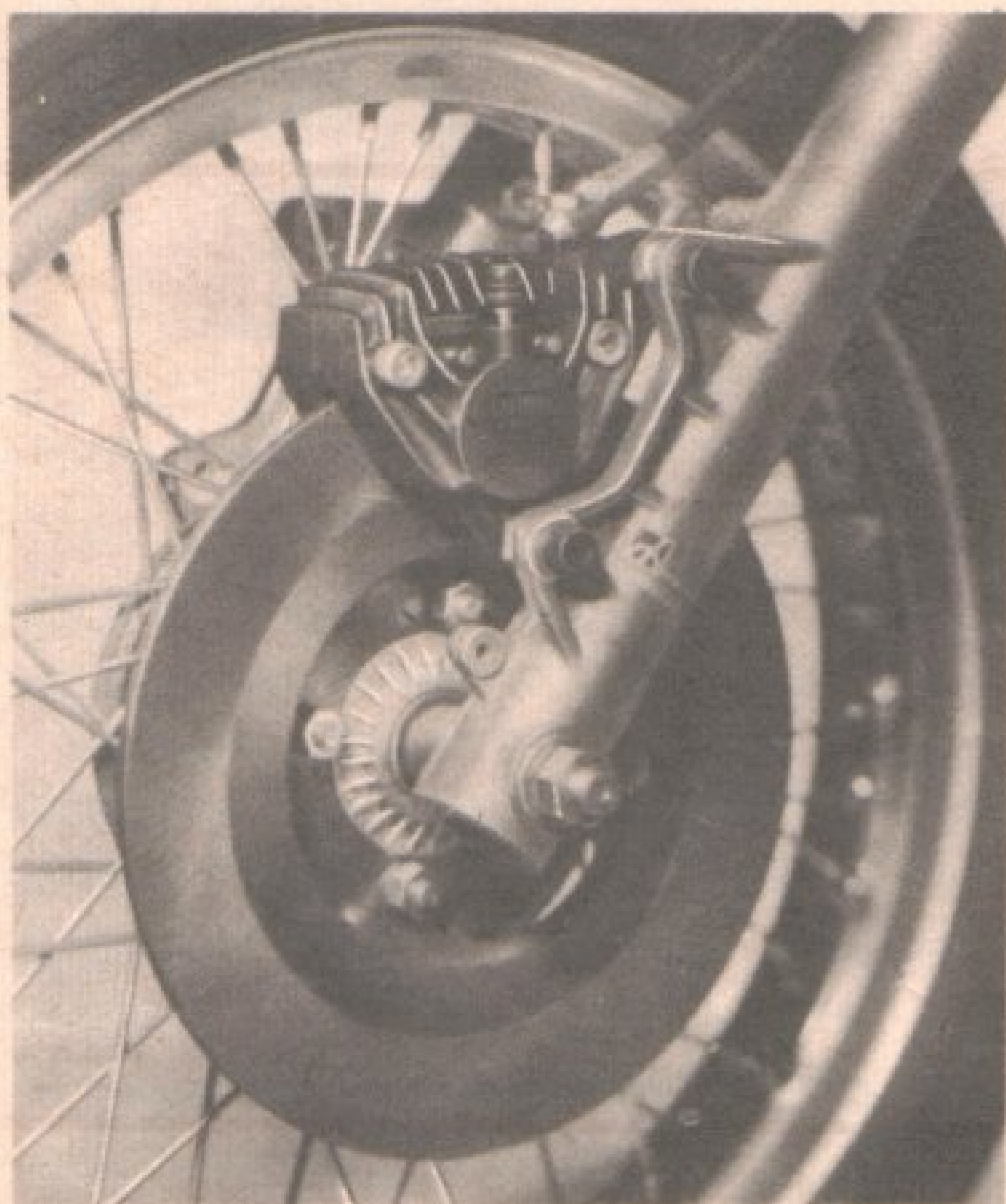


větší zatížení brzdy. Potřebná přitlačná síla se však ve srovnání s osinkovým obložením ještě zvyšuje, neboť obložení ze spékané azbestové hmoty má ve styku s ocelovým kotoučem nižší součinitel tření.

Problém vyvození značné přitlačné síly je snadno řešitelný prostřednictvím kapalinového převodu mezi páčkou či pedálem brzdy a brzdovými destičkami. Poslední nevýhoda, a to nekryté činné části brzdy, však zůstává stále v popředí.

Kotoučové brzdy se nejrychleji uplatnily — jak již uvedeno — u automobilů, kde bylo již dříve hydraulické ovládání samozřejmostí, a velmi pomalu se objevovaly na motocyklech. Nejprve to byly silniční závodní motocykly nejvyšších tříd, dále velkoobjemové motocykly a teprve nyní jsou kotoučové brzdy u cestovních motocyklů středních a vyšších tříd.

Koncepce kotoučových brzd motocyklů je v základních rysech jednotná. Kotouč je vždy otočný a je upevněn na hlavě kola, brzdové destičky s třmenem tvoří nepohyblivou část brzdy. Někdy jsou kotouče uloženy na hlavě s možností malého axiálního posuvu, nejčastěji na čepech, aby se kotouč sám ustavil ve své střední poloze mezi destičkami. Modernější je jeho pevné uložení na hlavě kola; potřebné vůle destiček se nastavují hydraulickým zařízením obvykle automaticky. U dvoustranné kotoučové brzdy, která je výhodná z hlediska účinnosti brzdění i omezení deformace vidlice, je brzdový kotouč uložen na obou stranách hlavy kola.



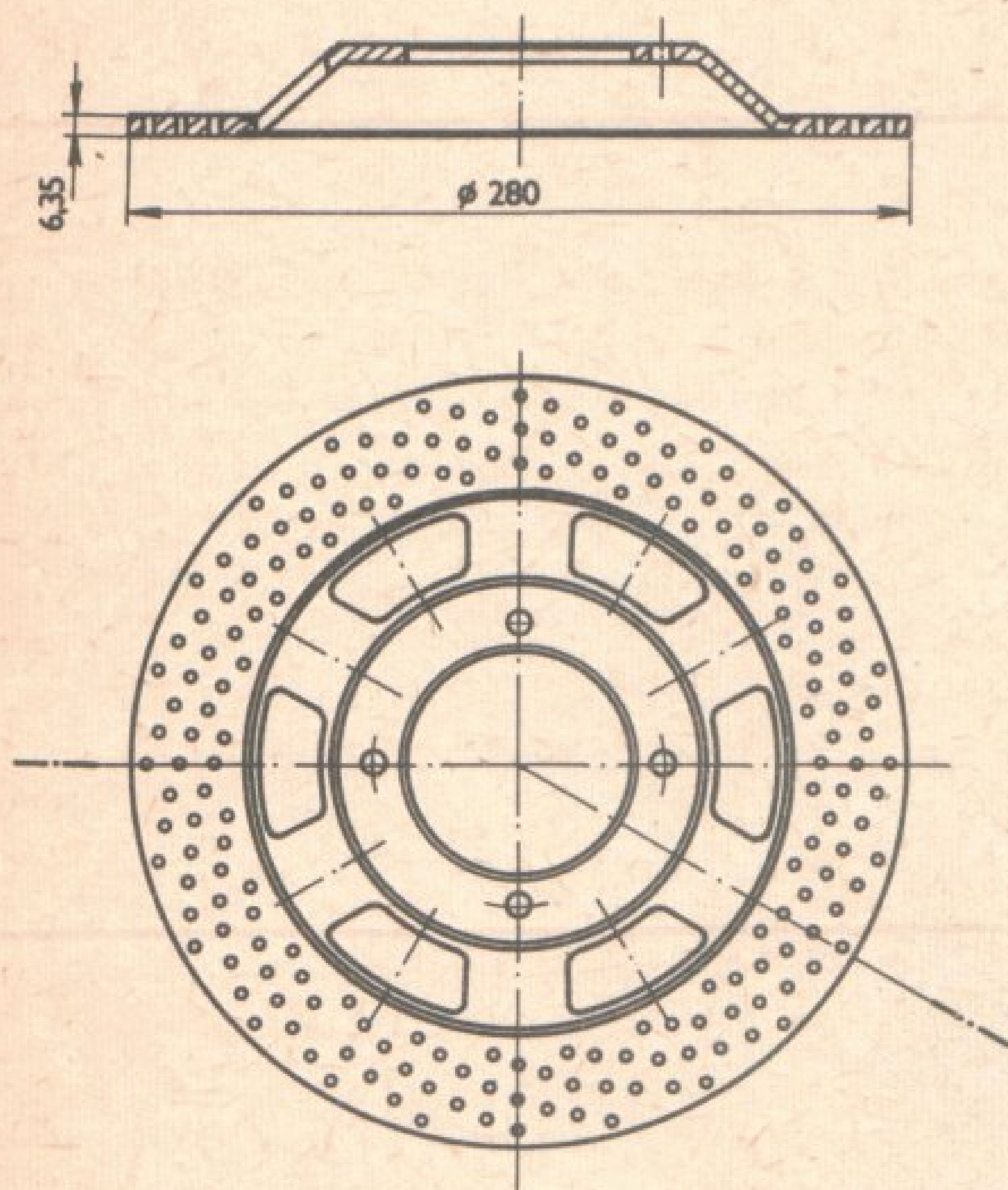
Jednostranná kotoučová brzda

Brzdové destičky, ať již s hydraulickým nebo mechanickým ovládáním, jsou uloženy ve velmi tuhém třmenu zakotveném na vidlici. Kromě ovládacího zařízení nemá již kotoučová brzda další části.

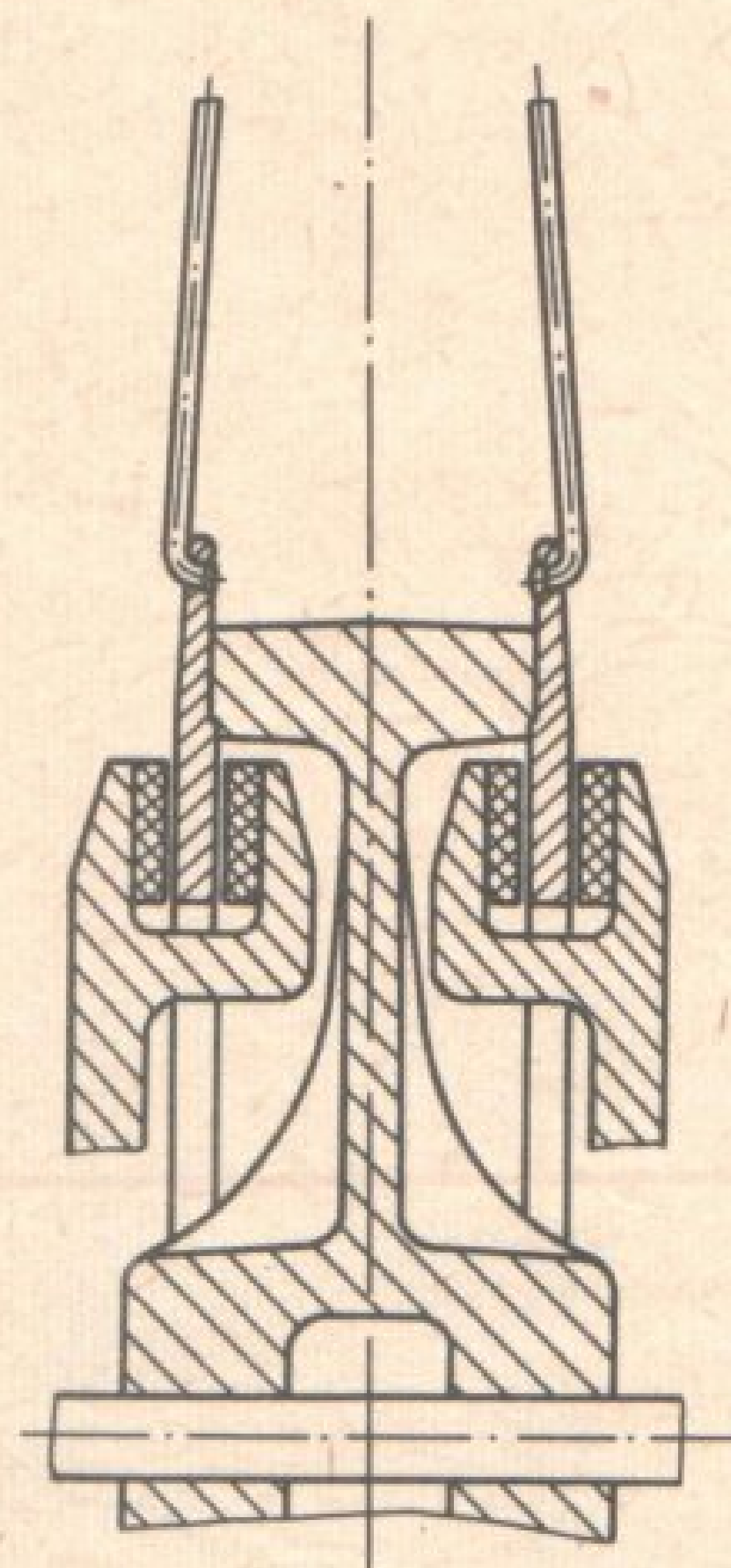
Brzdový kotouč tvoří základ kotoučové brzdy a jeho vnější průměr udává nejdůležitější rozměr brzdy. Materiálem kotouče je vždy ocel, a to zpravidla



běžné jakosti třídy 11. Kotouč je vyroben buď z rovného tlustšího plechu, nebo z plechového výlisku; řidčeji z výkovku nebo odlitku. Zcela rovný kotouč je výrobně nejjednodušší, ale při provozu může působit potíže, neboť se snadno deformuje. Volba tloušťky kotouče je kompromisem ve splnění protichůdných požadavků minimální hmotnosti a dostatečné tuhosti – střední osvědčená hodnota tloušťky je kolem 6 mm.



Detail odvrtaného brzdového kotouče



Nezvyklé řešení dvoustranné kotoučové brzdy, kde vnější okraje kotoučů tvoří příruby pro paprsky

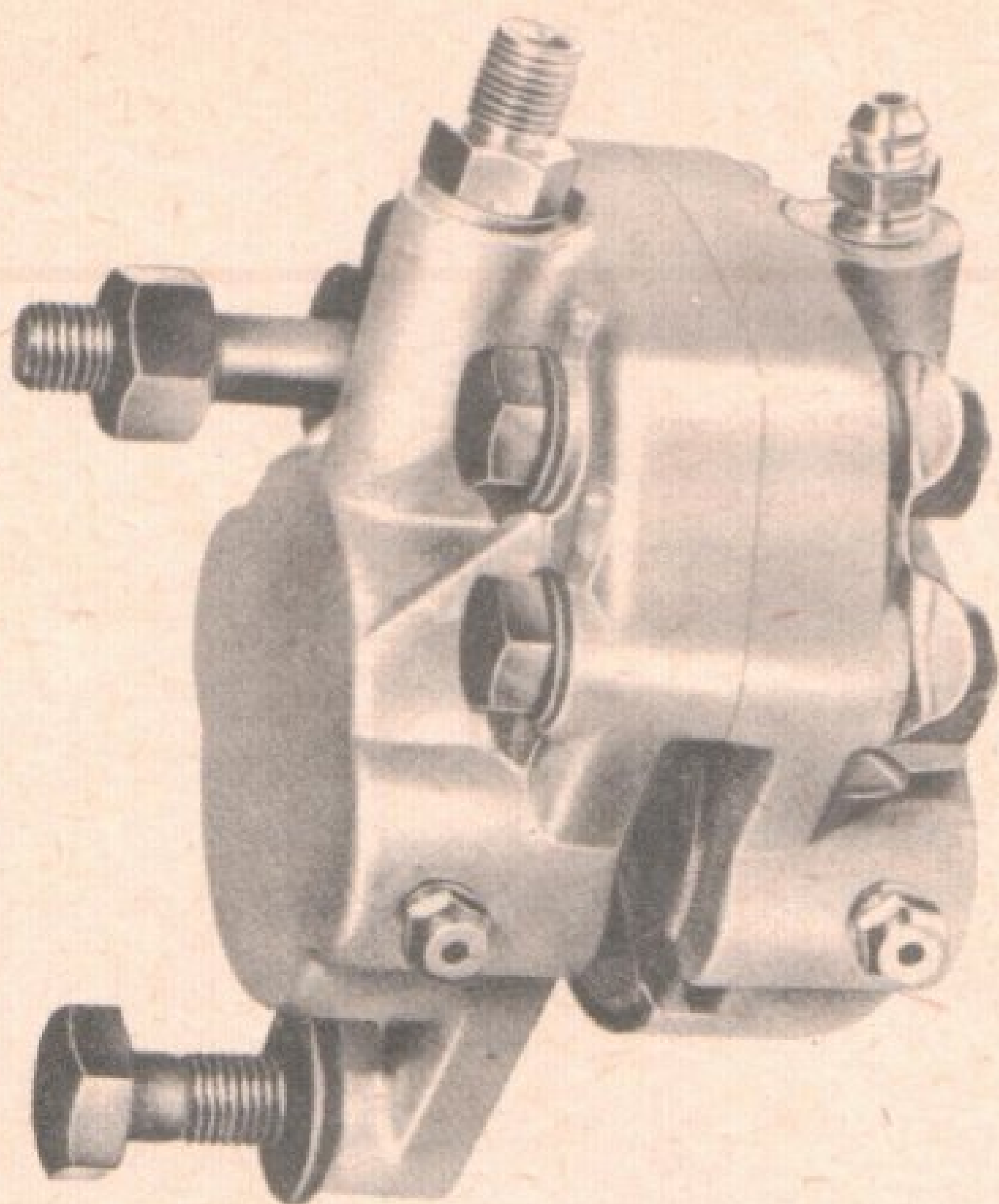
Často se setkáváme s vylehčováním kotouče odvrtáváním, které usnadňuje zároveň okamžitý náběh zaprášené, popř. mokré brzdy. Pokud jde o jeho střední část, je řešení odvrtávaného nosníku pevnostně i funkčně výhodné. Narušení vlastní třecí části kotouče otvory znamená vždy určité narušení činnosti brzdy a výhoda snížení hmotnosti za tuto cenu je problematická, i když jde o řešení používané i u motocyklů známých značek.

Důležitým požadavkem na kotouč je přesná kolmost obou třecích ploch na osu ložisek hlavy kola – větší výchylky zde nesmíme připustit. Splnění tohoto požadavku by se mělo měřit u smontované hlavy kola s ložisky a kotoučem.

Brzdový kotouč je povrchově chráněn kadmiováním, chromováním nebo jiným vhodným způsobem, avšak třecí plocha je nechráněná, neboť jakákoli ochranná povrchová vrstva by narušovala činnost brzdy a v nejkratší době by byla stejně



zničena třením. Nevýhodou této skutečnosti je i nepříjemné rezavění třecí plochy kotouče při každém delším přerušení provozu motocyklu, a to zejména při stání stroje ve vlhkém prostředí. Musíme se smířit s tím, že několik prvních zabrzdění bude po delší přestávce méně hladkých a hlučnějších než obvykle.



Příklad třmenu brzdy Grimeca

Třmen kotoučové brzdy je vyroben z odlitku nebo výkovku, a to z oceli i z lehkých neželezných kovů. Vzhledem k značným hodnotám přitlačných sil destiček musí být třmen velmi silně dimenzován, neboť každá jeho větší deformace podstatnou měrou narušuje činnost brzdy. Velmi dobře se osvědčila tlustší výztužná žebra. Uvnitř třmenu je vedení brzdových destiček a nejčastěji i hydraulický váleček se seřiditelným nebo samočinným nastavováním vůle destiček od kotouče. Tato zařízení jsou běžně známa ze stavby válečků automobilových kotoučových a bubnových brzd. Hydraulické ovládání včetně válečku a vyrovnávací olejové nádržky na řídítkách zdražuje výrobu brzdového zařízení kotoučových brzd, a proto se konstruktéři snaží o vyřešení levnějšího mechanického systému. Pro velké síly působící na destičky je nutné tření v převodném systému nahradit valením. Vcelku dobře se osvědčuje převod s odvalováním kuliček ve šroubových drážkách. Stoupání drážek, které mají tvar slziček, může být s výhodou proměnlivé pro rychlejší vymezení vůle; nejprve je sklon drážek strmější, potom táhlý.

Brzdové destičky i problémy s nimi spojené zná rovněž většina čtenářů z automobilové techniky. Jsou vyrobeny ze speciálních spékaných kovů a pro motocykl mohou být použity přímo automobilové destičky. Musíme zde počítat s poměrně rychlejším opotřebením, zvláště při sportovním způsobu jízdy, naproti tomu je výměna destiček jednoduchá a tu si může každý udělat sám.



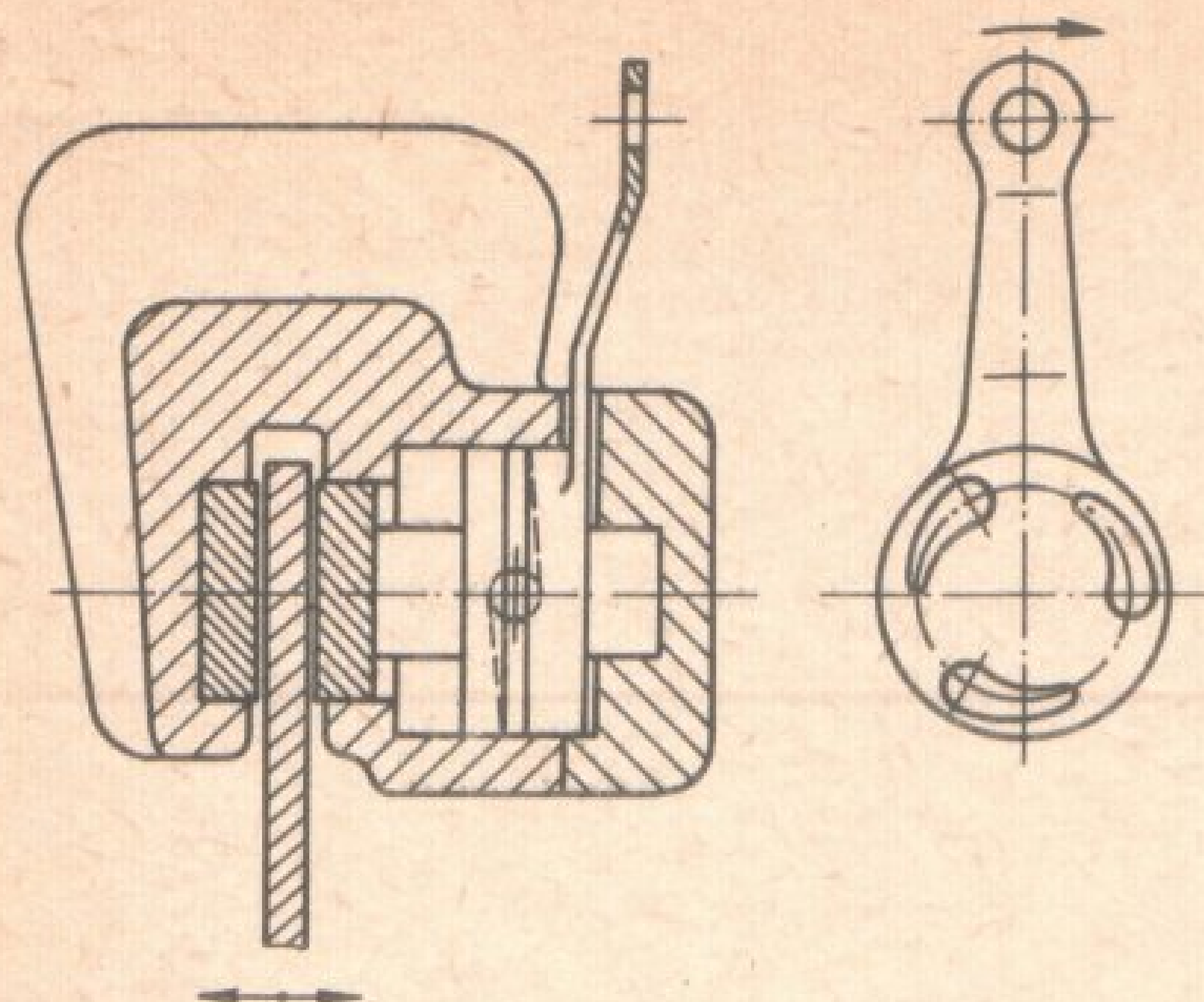


Schéma mechanického ovládání kotoučové brzdy

Nutnost okamžité, nebo lépe řečeno havarijní výměny se ohlásí nepříjemným hlukem brzdy, který je důsledkem dosednutí ocelového základu destičky na kotouč. Tomuto stavu máme předcházet a pohledem kontrolovat zbývající výšku třecího kovu. Jízda s „drnčící“ brzdou je nejen nepříjemná, ale zničí se i dražší brzdový kotouč a navíc není zaručena spolehlivost a účinnost brzdění. Praktickým řešením, ale pro motocykly opět dosti nákladným, je zamontování speciálního elektrického vodiče do třecího materiálu destičky. Končí-li životnost destiček, dosedne při brzdění vodič na kotouč, což jezdcí signalizuje kontrolní žárovka.

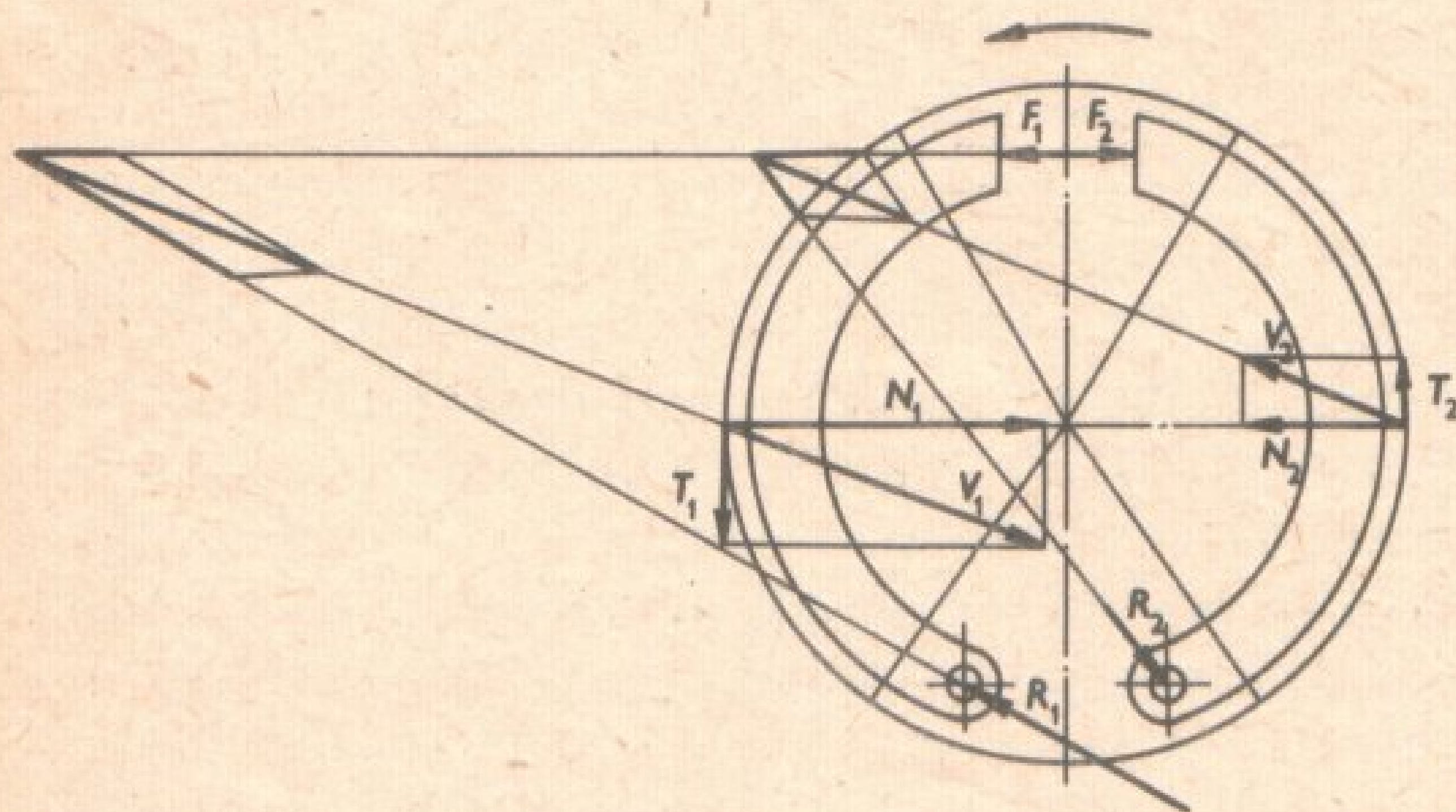


Schéma rozboru sil u bubnové brzdy. Síly u náběžné čelisti jsou označeny indexem 1, u úběžné čelisti 2

### *Teorie bubnové brzdy*

Teorie určení brzdového účinku bubnové brzdy je poměrně složitá. Prvním úkolem je určit rozdělení radiálního tlaku na obložení čelisti, které není konstantní. Vycházíme zde z předpokladu, že radiální tlak v jednotlivých místech musí být



úměrný opotřebení, ke kterému dojde při pootočení čelisti na kotevním čepu vlivem pohybu brzdového klíče. Integrálním počtem odvodíme, že radiální tlak obložení bubnu stoupá od počátku obložení ve tvaru cykloidy, dosahuje nejvyšší hodnoty v bodě ležícím na kolmici ke spojnici kotevního čepu čelisti a středu bubnu a klesá opět ve tvaru cykloidy ke konci obložení. Hodnoty tlaku na začátku a konci obložení nejsou nulové a nejsou si také v obecném případě rovny.

Pro určení silových poměrů na čelistech, které potřebujeme znát pro návrh brzdy, zvolíme grafické řešení. Geometrické poměry brzdy nebo jejího návrhu nakreslíme ve skutečné velikosti. Na čelist výkyvně uloženou na kotevním čepu působí rozvírací síla  $F$ , která ji přitlačuje k vnitřní ploše brzdového bubnu. Síla  $F$  je tlačná síla od rozevírání brzdového klíče a zanedbáme-li nevýznamné tření mezi klíčem a opěrnou plochou čelisti, dojdeme k závěru, že směr síly  $F$  musí být kolmý na dosedací rovinu opěrné plochy. Poněkud větší chyby se dopustíme v druhém předpokladu, kdy prohlásíme, že směr normální síly čelisti na buben pŕlí celkový úhel obložení. Normální síla  $N$  musí pochopitelně protínat osu otáčení kola. Pro další úvahy musíme již znát smysl otáčení kola a součinitel tření mezi obložením a brzdovým bubnem. Tlak normální síly na buben vyvolá nutně třecí sílu, jejíž hodnota je dána součinem normální síly a součinitele tření.

Hodnoty součinitele tření můžeme uvažovat v rozmezí následujících hodnot:

Druh obložení	Součinitel tření
ferodo	0,18 až 0,30
ferodo s mosaznou výstelkou	0,15 až 0,22
spékané kovy	0,08 až 0,12

Pro stanovení směru tečné síly je rozhodující smysl otáčení brzdového bubnu. Tečná síla každé čelisti dává spolu s normální silou výslednici  $V$ , která vznikne jejich geometrickým součtem. Na čelist tedy působí rozvírací síla  $F$ , výslednice  $V$  a reakce  $R$ , protínající osu kotevního čepu. Směr reakce určíme z podmínky, že tři síly mohou být v rovnováze jen tehdy, procházejí-li jedním bodem.

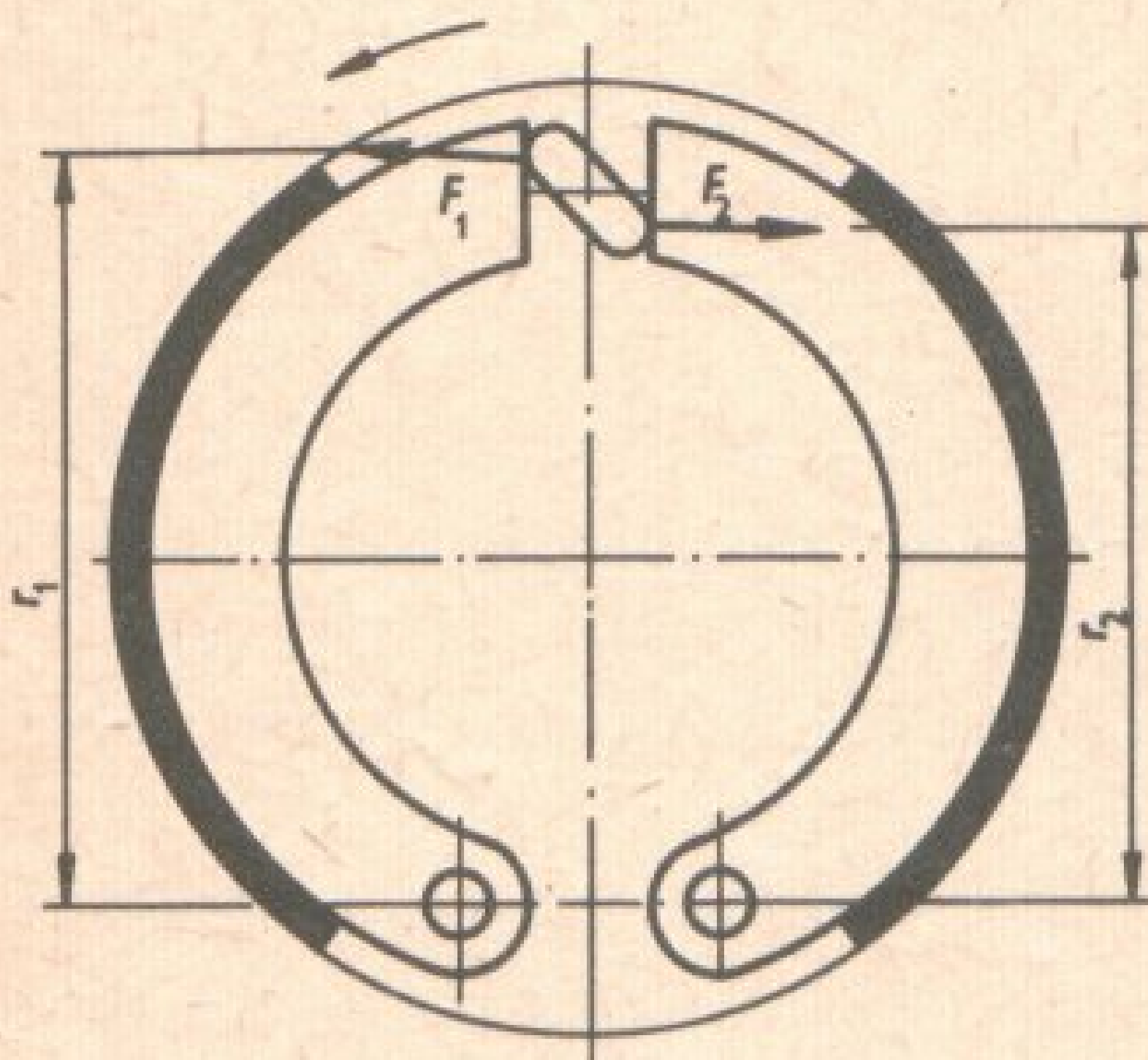
Potom tedy dostaneme silové trojúhelníky pro každou čelist a vidíme, že při stejné rozvírací síle bude brzdící účinek jedné, náběžné čelisti podstatně větší než druhé, úběžné čelisti. Je to způsobeno tím, že u náběžné čelisti působí tečná síla rozvírání čelisti a naopak u úběžné je její účinek proti rozvírací síle.

Z geometrických poměrů na navržené brzdě můžeme již stanovit svorný účinek náběžné čelisti podobně jako poměry na úběžné čelisti. Pro řešení brzdy je však závažnější stav na náběžné čelisti, kde může v krajním případě dojít k samosvornosti. Při větším součiniteli tření a obložení umístěném u špičky čelisti, tj. směrem k brzdovému klíči, prochází výslednice normální a tečné síly osou kotevního čepu. V tomto případě stačí vliv tečné síly k přitlačování čelisti k bubnu, i když přestane působit rozvírací síla a brzda se zablokuje.



Vhodným umístěním kotevních čepů vzhledem k brzdovému klíči můžeme podle potřeby účinek čelistí zvyšovat nebo snižovat. Brzy dojdeme k závěru, že symetričnost obou čelistí je funkčně naprosto nevýhodná a má své oprávnění jedině z výrobních důvodů a z požadavku na snížení sortimentu náhradních dílů. U speciálních strojů pro sportovní účely je brzda zpravidla řešena nesymetricky. Úpravu symetrické brzdy na provozně lepší nesymetrickou je možno na základě znalostí silových poměrů na čelistech jednoduše udělat i svépomocně, a to např. vhodným zkrácením brzdového obložení na úběžné čelisti k zvýšení její účinnosti nebo na náběžné k odstranění blokování.

U mechanicky ovládaných čelistí otočným rozvíracím klíčem, a to je v praxi u všech bubnových brzd jednostopých motorových vozidel, se setkáváme s nepříjemným snížením účinnosti náběžné čelisti na úkor úběžné. Zakotvení klasického souměrného brzdového klíče zaručuje, že na obou čelistech bude opotřebení postupovat rovnoměrně. Opotřebení je úměrné hodnotě třecí síly, a tedy hodnoty třecích sil náběžné i úběžné čelisti budou stejné, ale rozvírací síla na úběžnou čelist musí být větší. Znamená to tedy, že u symetricky řešené brzdy s rozvíráním čelistí klíčem vynakládáme větší sílu na méně účinnou úběžnou čelist. Silové poměry můžeme nepatrně zlepšit volbou správného smyslu otáčení brzdového klíče, neboť záleží i na poloze působení rozvírací síly na opěrné ploše čelisti. Rozvírací síla na větším ramenu vzhledem k ose kotevního čepu má být u náběžné čelisti, aby zde vznikl vyšší moment, větší brzdicí síla a došlo v důsledku toho i k rychlejšímu opotřebení.



Při správném smyslu otáčení brzdového klíče (na obr.) je více rozvírána náběžná čelist

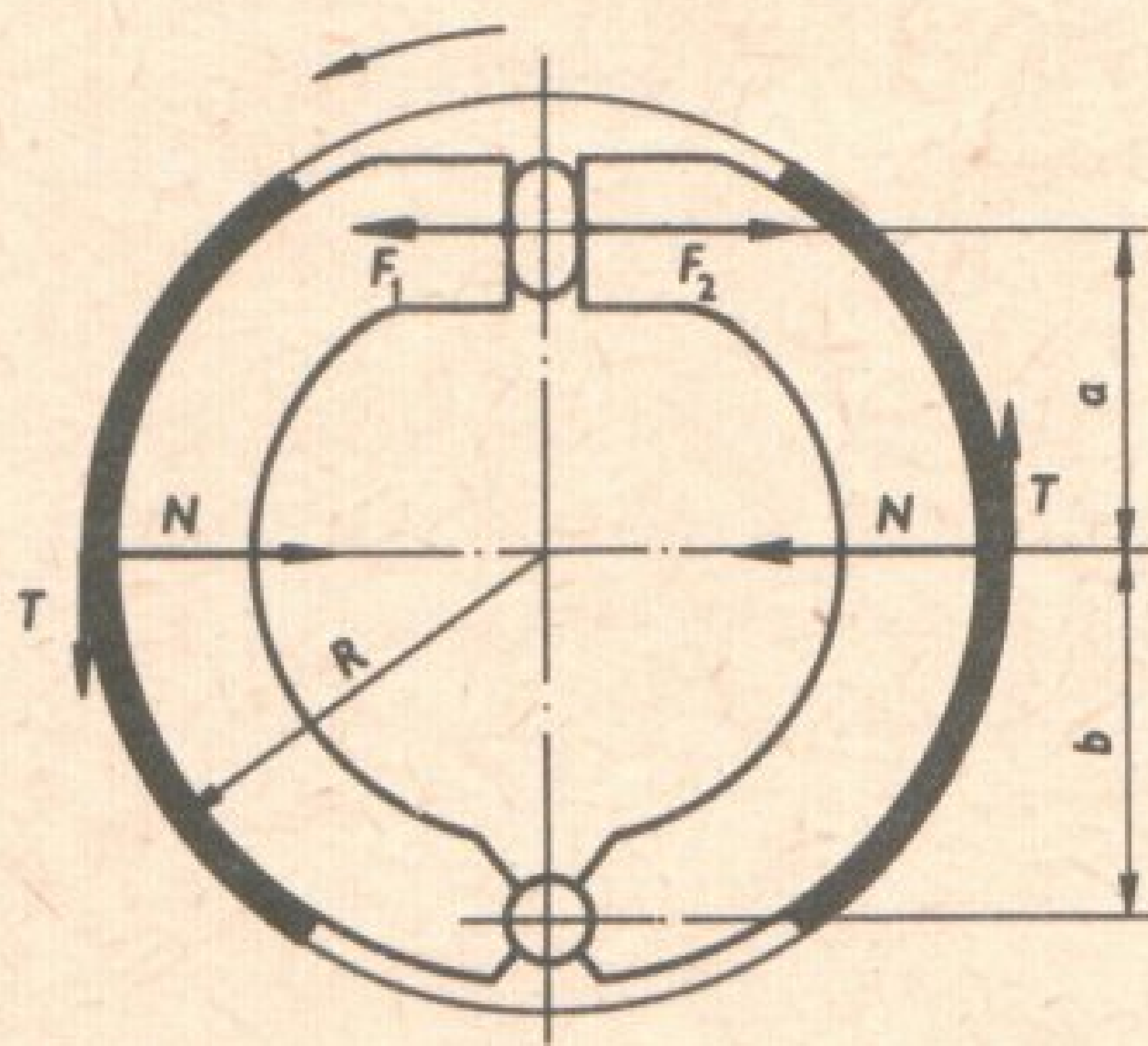


Schéma pro jednoduchý výpočet účinku brzdy

U hydraulického rozvírání, běžného u čelistových brzd automobilů, musí platit podmínka rovnosti rozvíracích sil na obě čelisti. Tato brzda bude účinnější, avšak rychleji se bude opotřebovávat brzdové obložení náběžné čelisti.

Silové poměry a účinnost obou čelistí můžeme také kontrolovat zjednodušenou početní metodou, která vychází zvláště jednoduchá pro brzdou, kde obě čelisti jsou



na společném kotevním čepu. Vycházíme z podmínky, že brzdový účinek čelisti je dán součinem tečné síly a poloměru brzdy a předpokládáme, že normální síla obou čelistí je rovnoběžná s rozvírací silou.

Z rovnováhy momentů sil platí pro náběžnou čelist:

$$F_1(a + b) - Nb + TR = 0 \quad (\text{N m}),$$

kde  $F_1$  je rozvírací síla náběžné čelisti (N),

$a$  – vzdálenost rozvírací síly od osy brzdy (m),

$b$  – vzdálenost osy kotevního čepu od osy brzdy (m),

$N$  – normální síla (N),

$T$  – třecí síla (N),

$R$  – poloměr brzdy (m).

Dále platí

$$T = fN,$$

$f$  je součinitel tření mezi bubnem a obložením.

Brzdový moment náběžné čelisti bude

$$M_{B1} = TR = \frac{F_1(a + b)}{\frac{b}{fR} + 1} \quad (\text{N m}),$$

$M_{B1}$  je brzdový moment náběžné čelisti (N m).

Podobně můžeme vyjádřit brzdový moment úběžné čelisti:

$$M_{B2} = \frac{F_2(a + b)}{\frac{b}{fR} - 1} \quad (\text{N m}),$$

$M_{B2}$  je brzdový moment úběžné čelisti (N m),

$F_2$  – rozvírací síla úběžné čelisti (N).

Při uložení čelisti na dvou samostatných čepech je výpočet o něco složitější, neboť do vztahu ještě přistoupí vzdálenost osy kotevního čepu od střední roviny, ale můžeme postupovat podobným způsobem z momentové rovnováhy k ose kotevního čepu, který zde již nebudeme uvádět.

Uvedených poznatků z teorie bubnové brzdy je možno využít při konstrukci dvounáběžné neboli dvouklíčové brzdy. Princip tohoto typu brzdy záleží v umístění obou čelistí jako náběžných, kde každá má svůj vlastní kotevní čep i brzdový klíč. Přednost dvouklíčové brzdy je v její lepší účinnosti při stejné síle působící na ovládací páčku nebo pedál brzdy.

Dvouklíčová brzda má kromě větší složitosti a ceny i svou funkční nevýhodu, která se projeví při couvání nebo zastavení ve stoupání: při změně smyslu otáčení kola se z dvounáběžné brzdy stane dvouúběžná s velmi malou účinností.



Závěrem můžeme shrnout tuto teoretickou část těmito vypočtenými a v praxi ověřenými údaji:

V porovnání s klasickou symetrickou dvoučelistovou brzdou s rozvíráním symetrickým klíčem se zvýší její účinnost

- a) zavedením hydraulického válečku nebo plovoucího klíče o 15 až 20 %;
- b) nesymetrickým uspořádáním čelistí nebo brzdového klíče o 20 až 40 %;
- c) stavbou dvouklíčové brzdy o 40 až 60 %.

Porovnáme-li však velikost dosaženého brzdového momentu čelistové a kotoučové brzdy v závislosti na hodnotě síly působící na čelisti nebo destičky, dojdeme k poněkud překvapivému výsledku. Kotoučová brzda má podle tohoto kritéria zhruba poloviční účinnost než jednoklíčová čelistová a nedosahuje ani jedné třetiny účinnosti dvouklíčové bubnové brzdy. Vezmeme-li však ještě v úvahu vyšší součinitel tření mezi ferodovým obložením čelisti a bubnem než mezi tvrdou destičkou a kotoučem, je výsledek pro kotoučovou brzdu ještě méně příznivý.

Vyšší účinnost bubnové brzdy je dána servoúčinkem její náběžné čelisti, jak bylo uvedeno v předešlé části. A právě chybějící servoúčinek je důvodem k rozšiřování kotoučových brzd, neboť v posledním momentu působení přitlačné síly na destičky dochází i k okamžitému odbrzdění. Další předností kotoučové brzdy je v porovnání s čelistovou její samočisticí schopnost a lepší chlazení.

Velkou důležitost pro činnost brzd, a to bubnových i kotoučových, mají i jejich rozměry. Rozměry brzd ovlivňují poměr součinu hmotnosti obsazeného motocyklu s dvojnásobí maximální rychlosti k účinné ploše brzd, jehož hodnota bývá někdy v odborné literatuře předepisována. Záměrně tyto údaje neuvádíme, podobně jako tepelné výpočty brzd, neboť v dimenzování brzd se lépe osvědčuje porovnávací metoda s osvědčenými stroji stejného určení a podobných parametrů. Ve stavbě brzd bylo v posledních letech také uplatněno mnoho nových nejmodernějších prvků, které dřívější osvědčené hodnoty podstatně mění.

### *Stavba bubnových brzd*

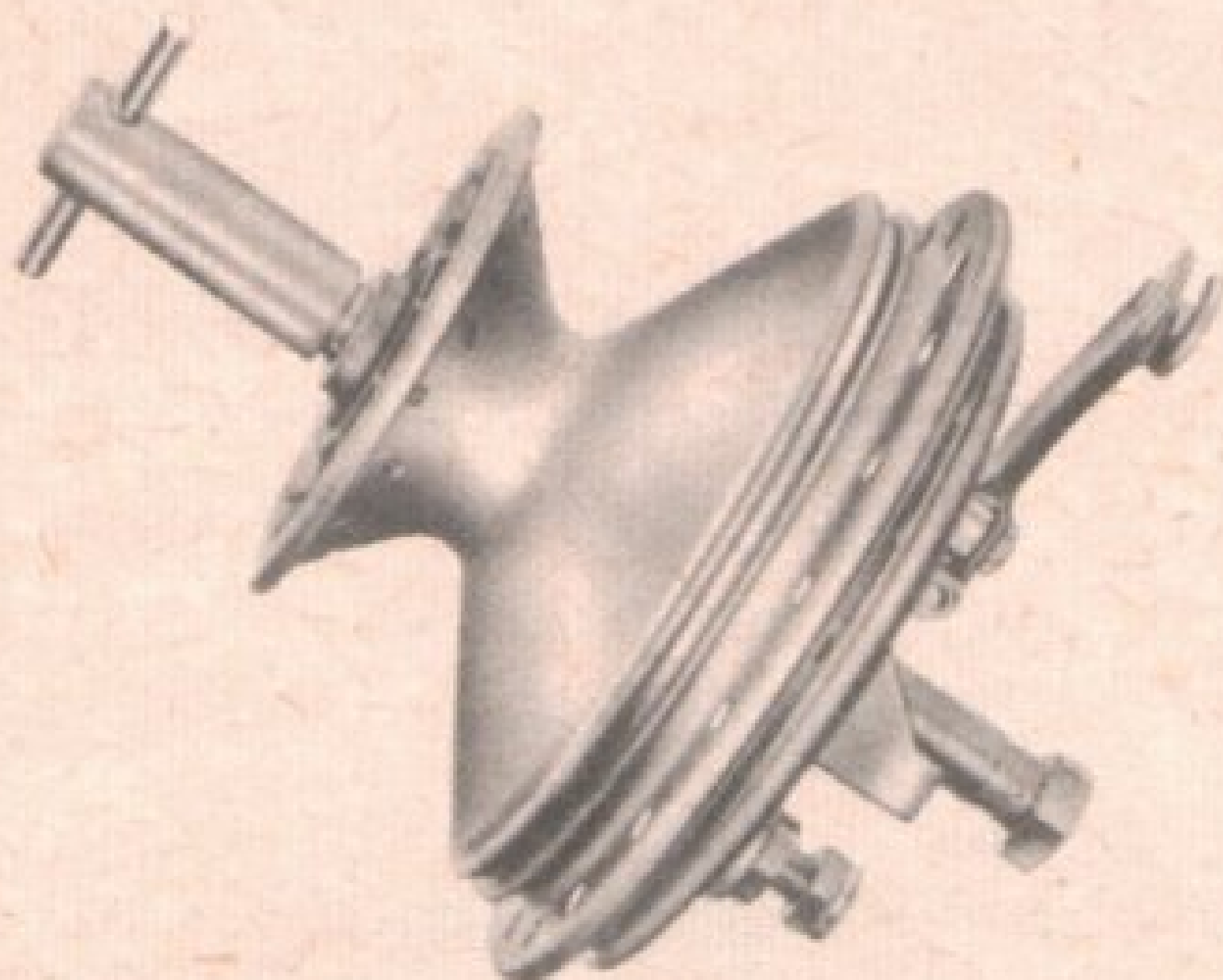
Bubnové brzdy mohou být podobně jako kotoučové jednostranné i oboustranné. Oboustranné brzdy se používají výhradně na předním kole, a to obvykle pro nejrychlejší silniční závodní a podobné motocykly. Dvoustranné brzdy mají kromě dvojnásobné výkonnosti přednost i v stejnoměrném namáhání obou stran vidlice. V poslední době jsou však na ústupu, neboť pro brzdění nejvyšších rychlostí již lépe vyhovují brzdy kotoučové.

Brzdový buben je nejčastěji součástí hlavy kola, jak již bylo uvedeno v předcházející části. Pro zabránění deformacím brzdového bubnu od tahu paprsků do příruby hlavy kola bývá však někdy buben řešen i samostatně.

Základním údajem brzdového bubnu je průměr a šířka jeho účinné třecí plochy. Účinnost i trvanlivost brzdy se pochopitelně zvyšuje se zvětšováním



průměru bubnu než jeho šířky, avšak vzrůstá tím také nepříznivě hmotnost a moment setrvačnosti kola. Podobně, jako již bylo řečeno u oboustranných brzd, klesá i uplatnění brzdových bubnů největších průměrů kolem 250 mm vzhledem k rozvoji kotoučových brzd. Nejrozšířenější jsou brzdové bubny průměrů od 160 do 200 mm pro cestovní motocykly středních tříd při šířce obložení mezi 25 a 40 mm a dále ještě menší bubny pro maloobjemové stroje. U terénních i soutěžních motocyklů se osvědčují zpravidla také brzdové bubny kolem průměrů 160 a 180 mm. Větší bubny, a to s průměrem přes 200 mm a vždy větším pro přední a menším pro zadní kolo, mají velkoobjemové cestovní motocykly a závodní stroje všech tříd s výjimkou třídy do 50 cm<sup>3</sup>.



Lehká bubnová brzda předního kola

Výhodné zpevnění brzdového bubnu tvoří vnější, poměrně nízká chladičí žebra. Nejdůležitější je však poslední žebro anebo zesílený okraj bubnu, které musí zabránit kuželovitému rozevírání funkční plochy bubnu. Rozhodující pro plynulé brzdění je přesná souosost této funkční plochy s osou ložisek hlavy kola. Není-li souosost dodržena, výstřednost bubnu se kromě zhoršení účinnosti brzdy projeví i chvěním brzdové páčky nebo brzdového pedálu.

Čelisti brzdy ovlivňují činnost brzdy svými rozměry i vlastní stavbou. Jsou obvykle z odlitku slitin hliníku nebo hořčíku, anebo u levnějších strojů svařeny z ocelových plechových výlisků. Nejideálnějším polotovarem pro čelist namáhané brzdy je duralový výkovek. U čelisti je důležité poměrně přesné uložení na kotevním čepu, aby se zabránilo možnosti rozechvění nebo vykyvování čelisti vlivem větší vůle na kotevním čepu. Společné uložení obou čelistí na jednom kotevním čepu se neosvědčilo. Dosedací opěrná plocha pro brzdový klíč musí být jemně a přesně obrobena a u více zatížených brzd a měkčího materiálu čelisti je výhodná opěrná ocelová kovová vložka.

Vlastní konstrukce čelisti musí zaručit její provozní tuhost a vyloučit možnost prasknutí čelisti, které by mohlo přivodit i nečekané zablokování kola a havárii jezdce.

Obložení bubnových brzd se nejčastěji vyrábí z různých druhů osinku známých pod zevšeobecněným názvem ferodo. Chemické složení i výrobní postup obložení



je často předmětem úzkostlivě utajovaného duševního majetku výrobce. Poslední dvě desetiletí přinesla však i v této oblasti výroby značný vývoj a moderní materiály mají podstatně příznivější vlastnosti, zejména odolnost proti zvýšeným teplotám a trvanlivost, než měla obložení dříve dostupná.

Ve snaze o další zvýšení odolnosti obložení proti tepelnému přetížení jsou v základním azbestovém materiálu některých jeho druhů rozptýleny drobné mosazné drátky.

Neporovnatelně vyšší tlaky i teploty než ferodové obložení snáší obložení ze spékaných kovů podobného typu jako jsou destičky kotoučových brzd. Pro bubnové brzdy se však tyto materiály příliš neosvědčily. Mají nižší součinitel tření, jsou značně, snad až příliš tvrdé a výhoda možnosti nadměrného přehřátí brzdy se u bubnové brzdy nemůže uplatnit stejnou měrou jako u kotoučové. V porovnání s poměrně malými a rovnými destičkami kotoučových brzd je kovové obložení čelistí i výrobně drahé a potřebná, poměrně značná přitlačná síla není k dispozici.

Lepení obložení k čelisti je dnes jedinou pokrokovou metodou spojení obložení s čelistí. Povrch čelisti se před lepením natře speciálním lepidlem, obložení se větším tlakem přitiskne ve zvláštním přípravku k čelisti a lepený spoj se dá vytvrdit do pece. Dobře technologicky vyřešené lepení je naprosto spolehlivé, je zaručena dokonalá těsnost ve spoji a navíc se účinný povrch nezmenšuje vrtáním. V sériové výrobě je lepení velmi levné.

Dříve se obložení s čelistí spojovalo výhradně nýtováním větším počtem hliníkových nebo měděných nýtů. Materiál nýtů musel být měkčí než materiál vložky bubnu, aby opotřebení obložení nezpůsobilo její vydření. Nejspolehlivější bylo nýtování dutými měděnými náty. Postup nýtování začínal vždy od středu obložení a pokračoval k jeho koncům, aby bylo dosaženo těsnosti styku. V dalším vývoji se obložení lepilo a pojistně nýtovalo, než vznikla všeobecná důvěra k spolehlivosti samotného lepení. Nýtování má však stále proti lepení svou výhodu: odpovídá možností amatéra a svépomocná výměna obložení je nenákladná.

Štít brzdy tvoří u moderních motocyklových bubnových brzd držák brzdových čelistí v celku s krytem brzdy. Je zpravidla z odlitku lehkých kovů nebo výjimečně složen z pevného držáku spojeného s krycím plechem. Štít brzdy zachycuje a středí čep kola; aretuje se k vidlici, aby se nemohl pootáčet. Hlavní pozornost se musí věnovat tuhému zakotvení čepů čelistí a otočnému uložení brzdového klíče. Krycí část štítu s určitou vůlí lícuje k bubnu, aby se zamezilo vnikání nečistot do brzdy.

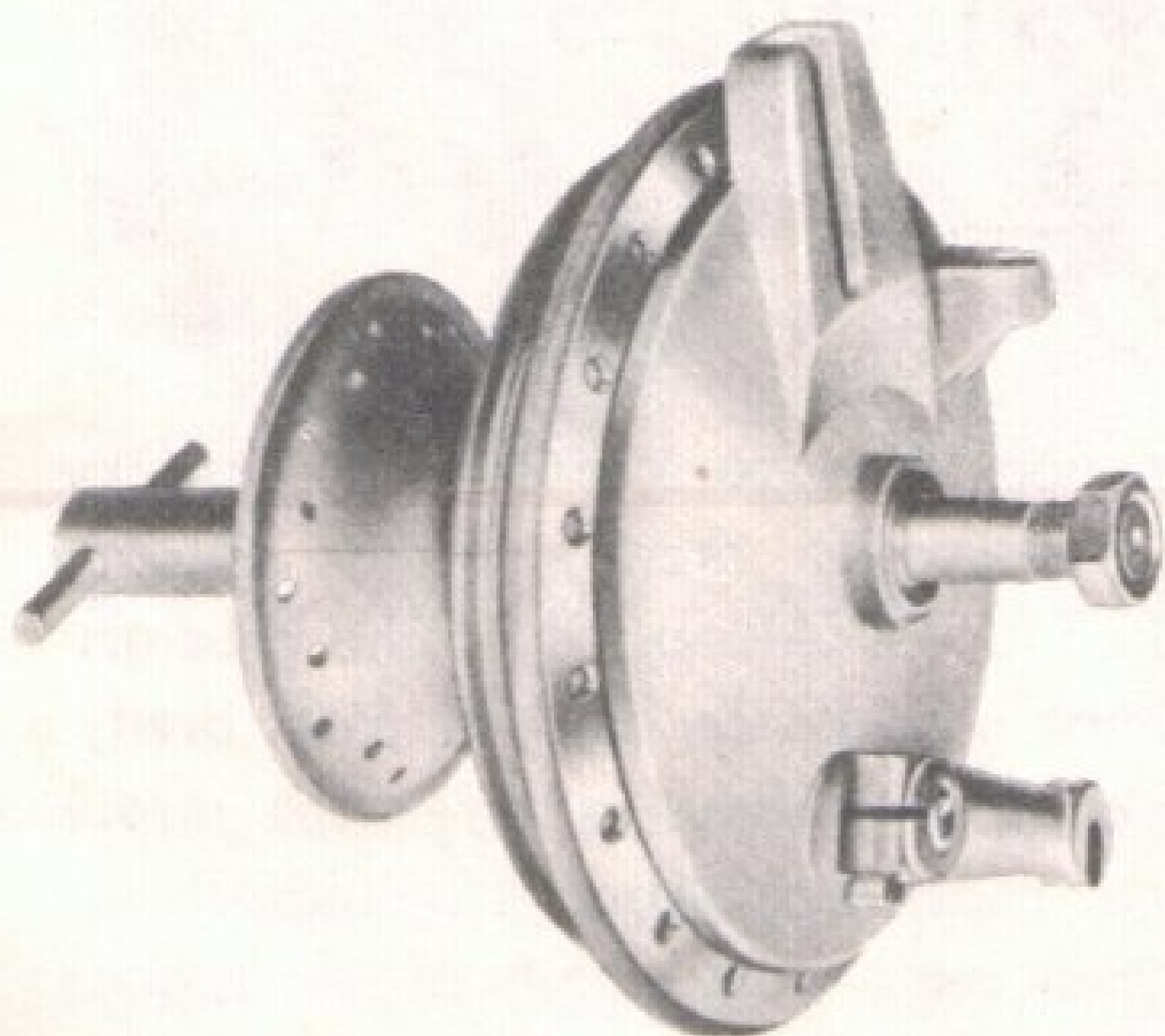
Brzdový klíč je důležitou součástí pro bezpečné a citlivé ovládání brzdy. O přednostech jeho nesouměrnosti bylo pojednáno již dříve, význam však má i vlastní tvar klíče, který udává závislost rozvírání čelistí na pootáčení brzdové páčky. Při návrhu brzdového klíče se rovněž nesmí zapomenout na dostatečný rozdíl mezi maximální výškou profilu klíče a jeho minimální šířkou, aby při větším opotřebení obložení nemohlo dojít k vzpříčení klíče a zablokování brzdy.

Vratné pružiny čelistí jsou obvykle dvě, i když by při čelistech vedených dvěma čepy měla stačit jen jedna. U pružin klademe hlavní důraz na spolehlivost,



neboť prasknutí jakékoli součásti v brzdě je nebezpečné. Vratné pružiny bývají ještě často doplněny pomocnou pružinou na hřideli brzdového klíče.

Zakotvení štítu brzdy k vidlici se dříve řešilo jednoduchým výřezem, do kterého lícovál výstupek. Výřez byl obvykle ve vidlici a výstupek na štítu brzdy, ale používalo se i opačného řešení. Toto levné a montážně výhodné uspořádání však vyhovovalo pouze pro méně účinné brzdy, neboť při prudkém brzdění přináší jednak vysoké měrné tlaky ve spojení výřezu a výstupku, jednak značné ohybové namáhání vidlice. Důvodem změny v tomto dříve osvědčeném upevnění štítu bylo zvětšit rameno záchyty. U obou brzd vyhovovaly speciální odlité záchyty nebo zalisované čepy v okraji štítu. Ještě spolehlivější zakotvení štítu je speciálním táhlem reakce, a to opět u přední i zadní vidlice. Použitím delšího táhla se podstatně omezí ohybové namáhání vidlice. Táhl, jak již jeho název napovídá, musí být při brzdění namáháno na tah — v extrémním případě brzdění při couvání však je namáháno na vzpěr, a proto je vyrobeno z trubky nebo profilu tvaru I.



Zakotvení štítu brzdy k vidlici má být dále od osy kola, aby nedocházelo k otlacení nebo poškození styčných ploch vlivem vysokých měrných tlaků



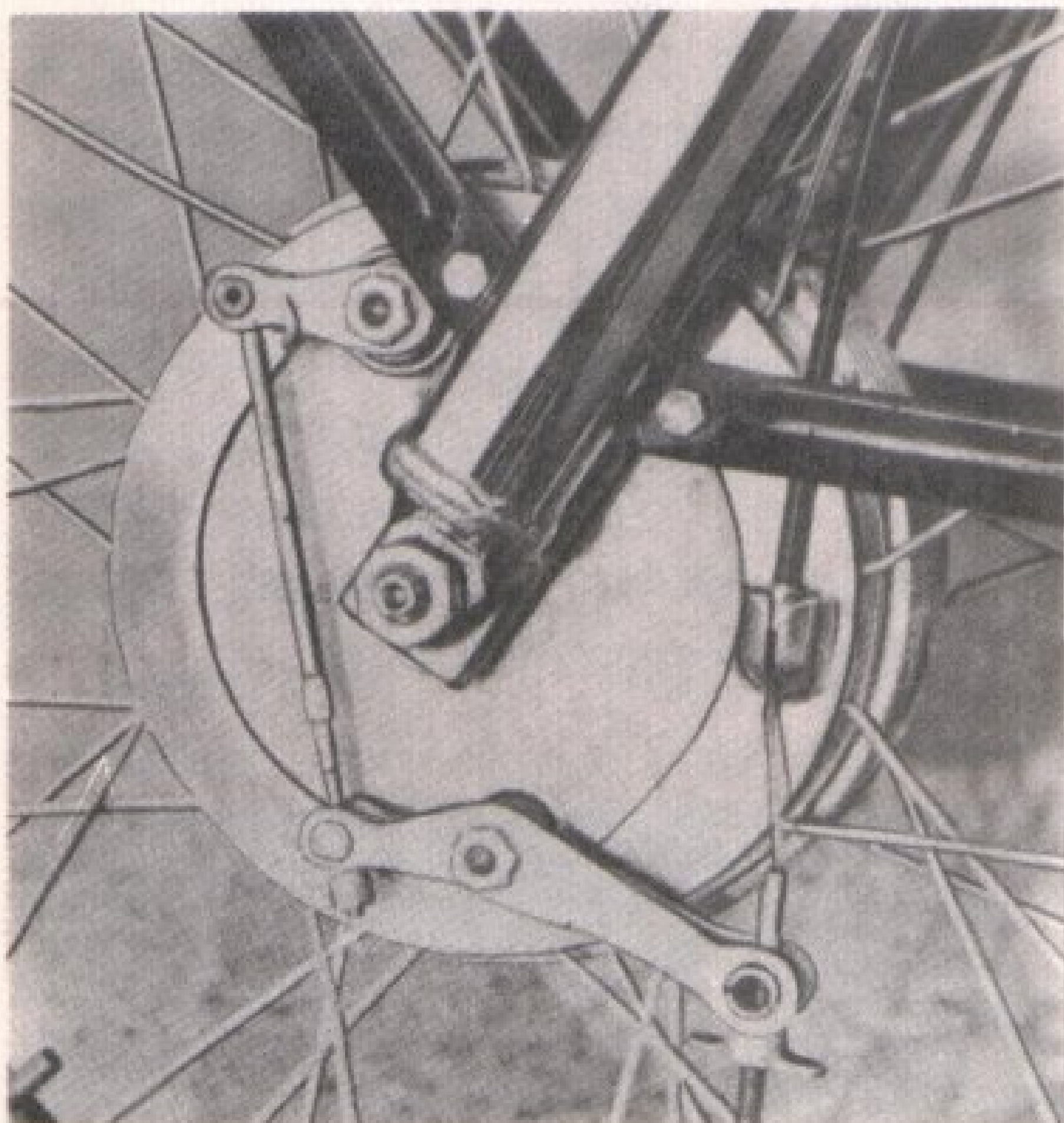
Záchyť reakce brzdy dlouhým táhlem snižuje ohybové namáhání a přičení kluzáku vidlice

Při propuštění zadní kyvné vidlice se však u pevného uložení štítu brzdy pootáčí současně s vidlicí celá pevná část brzd, což může mít vliv na zhoršení jízdních vlastností při brzdění. Toto pootáčení lze odstranit paralelogramovým upevněním štítu brzdy, uloženého otočně na čepu kola. Táhl reakce není potom zakotveno na kyvnou vidlici, ale na rám tak, aby spolu s ramenem kývačky tvořilo paralelogram. Výhoda tohoto systému byla prokazatelná u silničních závodních a cestovních velmi rychlých motocyklů, ale o jeho vhodnosti pro ostatní stroje se stále vedou diskuse.

Dvouklíčová brzda je dvou základních typů, lišících se spojením páček brzdových klíčů. Obě páčky brzdových klíčů jsou v prvním případě spojeny lehkým táhlem,



jehož délka se nastaví před montáží brzdy a dále se již nemění. Druhé řešení je na pohled vtipnější, neboť na jednu páčku působí tlak lanovodu a na druhou tah lanka. Obě čelisti by však měly možnost pohybu, a musí být proto ustaveny seřizovatelnými dorazy v základní poloze.



Příklad ovládání dvouklíčové brzdy u motocyklu Jawa

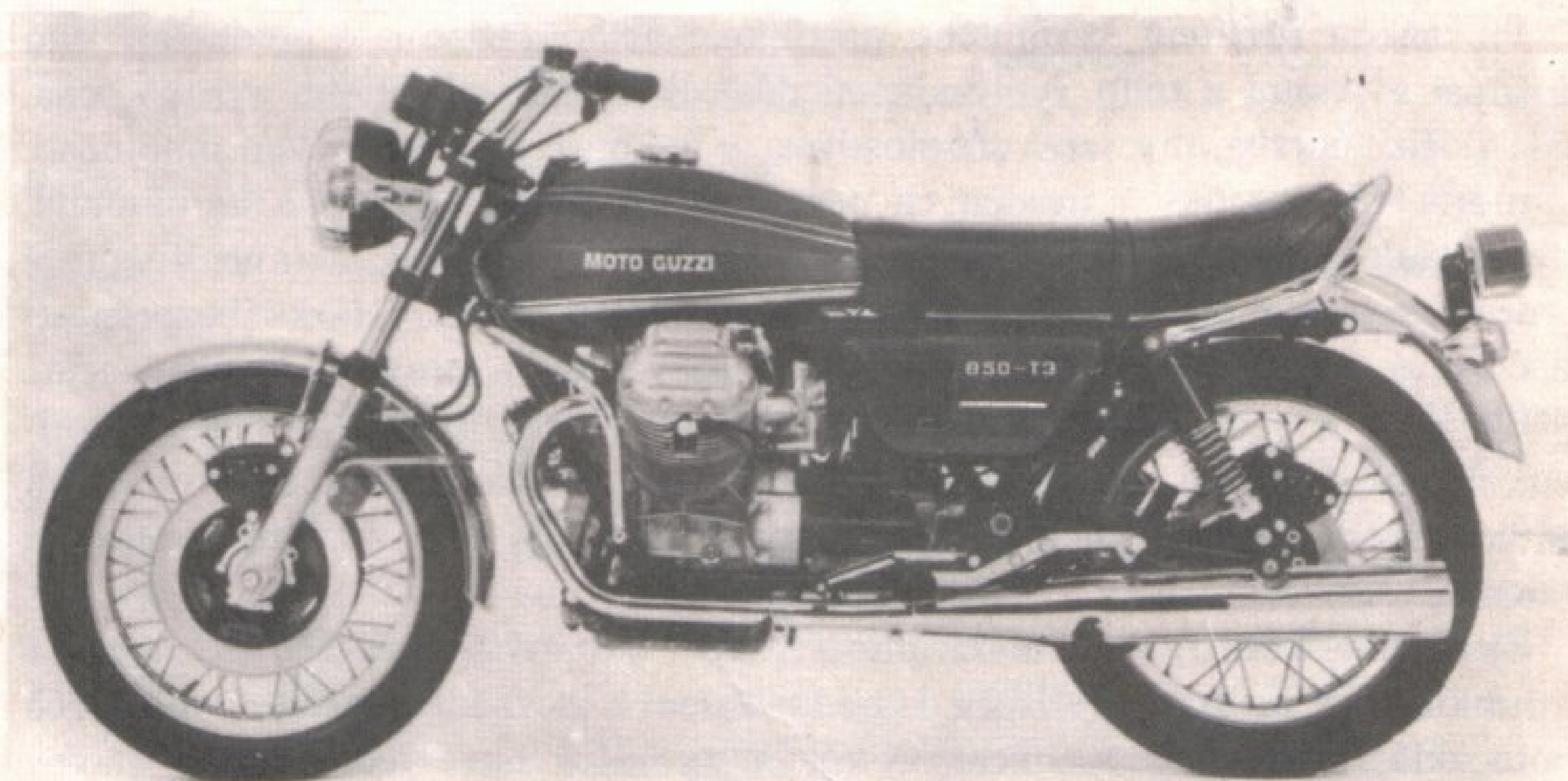
Chlazení brzd je jednoznačně řešeno u kotoučových brzd, kde kotouč i destičky jsou přímo vystaveny proudu vzduchu. U bubnových brzd je buben chlazen vnějšími žebry a někdy je žebrován i štít brzdy. Otázka chlazení vnitřního prostoru brzdy naráží na možnost vniku cizích nečistot a vody do činných částí brzdy. U běžných cestovních motocyklů stejně jako u soutěžních a terénních strojů od průchodu chladicího vzduchu brzdou proto raději upouštíme. U silničních závodních motocyklů stejně jako u nejrychlejších cestovních strojů se bez tohoto chlazení neobejdeme; vzduch se do brzdy přivádí zvláštními naběráky ve štítu brzdy a odvádí otvory v zadní části štítu brzdy nebo v boční stěně brzdového bubnu. Před drobnými kaménky, pískem a podobnými cizími tělesy chrání brzdu husté sítko ve vstupních a výstupních otvorech, které ovšem svým odporem podstatně omezuje účinnost chlazení.

Ovládací zařízení bubnových brzd je zpravidla mechanické. U předního kola je to vždy lanovod, který se dobře osvědčuje i pro zadní brzdu. Někdy, zejména na přání zákazníků, je ovládání zadní brzdy řešeno táhlem. V tomto případě je třeba pečlivě sledovat geometrii při propružení, aby se během zdvihu kola a pedálu stlačeného do libovolné polohy neměnila poloha páčky brzdového klíče. Dochází-li k tomuto jevu, stává se motocykl při brzdění na hrbolatém povrchu neovladatelný.

U jednostopých motorových vozidel je oddělené ovládání předního i zadního kola a zůstává na umění jezdce, do jaké míry dovede využít adhezní hmotnosti



vozidla. Rozhodující je vždy využívání vyššího účinku přední brzdy. Mnoho jezdců stále ještě brzdí zadní brzdou se smyky kola a na přední zcela zapomíná. Všechny pokusy o sdružené ovládání skončily zatím nezdarem až na poslední model Guzzi, kde nožní pedál ovládá zadní brzdu a jeden kotouč dvoustranné přední kotoučové brzdy. Druhý kotouč má oddělené ovládání páčkou na řídítkách. Smyslem tohoto systému je částečné brzdění předním kolem při každém použití zadní brzdy a možnost účinného využití přední brzdy samostatně ovládanou páčkou na řídítkách.



Guzzi 850 — motocykl se sdruženým ovládním brzd a pohotovostním stojánkem

Protiblokující zařízení brzd je v zásadě známé již dlouhou dobu, na možnost jeho uplatnění u motocyklů však stále ještě čekáme. U ideálně fungujícího protiblokovacího systému stiskneme při požadavku dosažení maximálního zpomalení, a tedy i nejkratší brzdné dráhy, brzdový pedál společného ovládání obou brzd bez citu až na doraz. Zařízení samo omezuje jednotlivě u obou kol účinnost brzd rychlou frekvencí jejich odlehčování tak, aby pneumatika byla neustále těsně před hranicí smyku na vozovce; jakmile smyk začíná, brzda se na zlomek sekundy uvolní a cyklus se opakuje. Smyk vozidla je vyloučen.

Dosažení vytčeného režimu je však v praxi velmi složité. Všechny dříve vyvinuté a důkladně zkoušené mechanické systémy nevyhověly, neboť jejich hmoty mají určitou setrvačnost, která přivodí sice jen krátkodobé, ale pro jezdce nepřijatelné blokování kola.

V oblasti vývoje těchto systémů mají konstruktéři a zkušebníci automobilů před pracovníky motocyklového oboru náskok. Pro automobil bylo již vyvinuto elektronické zařízení, které pracuje na principu sledování změny otáček každého kola. Jakmile dojde k prudšímu zpomalení otáček kola, než odpovídá maximálně možnému zpomalení při brzdění, dostane od elektronického čidla ovládací systém



přítlaku destiček popud k okamžitému uvolnění a nemůže dojít ani k náznaku smyku. Bylo předvedeno účinné brzdění při zcela ovladatelném automobilu i za situace, kdy dvě kola jela po drsném a dvě na hladkém povrchu. U žádného kola nedocházelo ke smyku, což by bylo u klasického brzdového systému automobilu při účinnějším brzdění vyloučeno. Bylo dokázáno i praktickými zkouškami a pokusy, že průměrný řidič zastavil s protiblokovacím ústrojím popsaného typu na kratší vzdálenost než zkušený tovární řidič s nejlépe seřízenými brzdami klasického uspořádání.

Překážkou rozšíření vyvinutého protiblokovacího zařízení je především jeho složitost se všemi z toho vyplývajícími důsledky. Je to především vysoká cena, dále složitá údržba, provozní choulostivost a nakonec i určité zvýšení hmotnosti. U motocyklu všechny z uvedených nevýhod jsou výraznější než u automobilu, přesto však můžeme očekávat, že se i zde tyto systémy objeví, a to nejdříve jistě u drahých velkoobjemových a silničních závodních strojů. Otázka bezpečnosti se dostává stále do popředí a motocykl musí v hustém provozu zastavit stejně rychle jako nejmodernější automobil. Faktorem, který by měl zavedení protiblokovacího systému na motocyklu urychlit, je prudký vývoj elektronických zařízení všech druhů a jejich klesající výrobní i prodejní cena na všech světových trzích.

Elektronické zapalování, elektronicky řízené vstřikování paliva a elektronické protiblokovací zařízení nepřispěje k zjednodušení a zlevnění závodních ani jiných motocyklů, avšak je důsledkem vývoje a zavádění nové techniky do stavby motocyklů. O spolehlivost těchto zařízení se jezdci nemusí obávat — jsou potíže s moderními tranzistorovými přijímači nebo složitými přenosnými televizory? A navíc elektronické protiblokovací zařízení v případě poruchy nebrání normální činnosti brzd.

### *Pneumatiky*

Pneumatiky motocyklů jsou stavěny na základě podobných zásad jako automobilové pneumatiky, i když průměry motocyklových ráfků jsou zpravidla větší než ráfků osobních automobilů a jejich šířka je podstatně menší. U jednostopých motorových vozidel se však neosvědčily bezdušové ani radiální pneumatiky.

Další určitý rozdíl je v tom, že u motocyklů se jezdí bez náhradního kola a plášť musí být bez větších obtíží demontovatelný na silnici, což dnes již neplatí pro moderní automobilové pneumatiky na těsných ráfcích s vysokými patkami.

Motocyklové pláště se skládají z kordové, obvykle čtyřvrstvé nosné kostry, potažené vrstvou pryže, na kterou je navulkanizován běhoun. V patkách pláště jsou ocelová lanka, která zabraňují samovolnému svlečení pláště z ráfku.

Rozměr pneumatiky, který je přes všechny snahy mnoha normalizačních zasedání stále ještě převážně udáván v palcových rozměrech, má rozhodující význam pro chování vozidla na vozovce.



Tab. 4. Čs. pneumatiky Barum

## A. Pro malé motocykly s max. rychlostí do 50 km/h

Rozměr (v palcích)	Vzorek	Vnější průměr (mm)	Největší šířka (mm)	Dynamický poloměr (mm)	Rozměr ráfku (v palcích)
2 – 16	VM 3	514	55	neudáván	1,35 × 16
2 – 19	VM 2	598	55	neudáván	1,35 × 19
2,25 – 16	VM 3	532	63	neudáván	1,60 × 16
2,25 – 19	VM 2	610	63	neudáván	1,60 × 19

## B. Pro skútry s max. rychlostí do 100 km/h

Rozměr (v palcích)	Vzorek	Vnější průměr (mm)	Největší šířka (mm)	Dynamický poloměr (mm)	Rozměr ráfku (v palcích)
3,50 – 8	S 14	385	102	180	2,45 × 8 nebo 2,15 × 8
4,00 – 8	B 3	420	114	200	2,45 × 8
3,25 – 12	K 1	482	93	229	2,50 × 12
3,50 – 12	K 1	492	102	233	2,50 × 12
3,00 – 14	S 14	514	84	249	1,85B × 14
3,50 – 10	M 8	442	102	207	2,50 × 10

## C. Pro cestovní motocykly

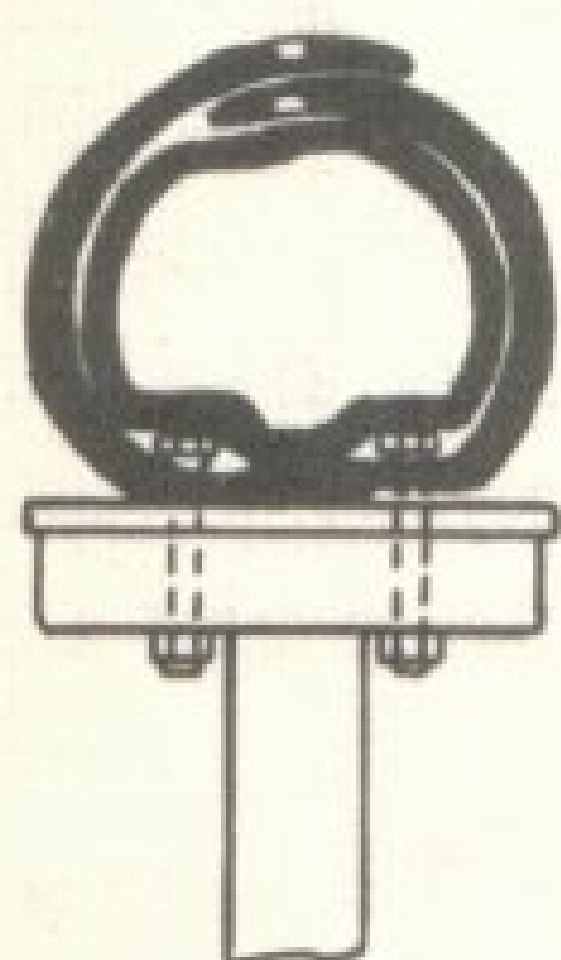
Rozměr (v palcích)	Vzorek	Vnější průměr (mm)	Největší šířka (mm)	Dynamický poloměr (mm)	Rozměr ráfku (v palcích)
2,50 – 16*)	M 5	546	72	261	1,50A × 16
2,75 – 16	S 14	560	78	264	1,60 × 16
3,00 – 16	S 14	571	87	269	1,85B × 16
3,25 – 16	S 14	591	93	277	1,85B × 16
3,50 – 16	S 8, M 8	591	100	281	2,15B × 16
2,50 – 18	M 10	604	72	287	1,60 × 18
2,75 – 18	M 9	612	78	290	1,60 × 18
3,00 – 18	M 9, M 10	622	84	292	1,85B × 18
3,25 – 18	M 9, M 10	642	98	303	2,15B × 18
3,50 – 18	M 9	647	100	306	2,15B × 18
4,00 – 18	M 3	675	116	321	2,75C × 18
2,50 – 19	M 3	625	72	297	1,50A × 19
3,00 – 19	S 21 C	647	84	307	1,85B × 19
3,25 – 19	S 21 C	667	93	317	1,85B × 19
3,50 – 19	M 3	672	100	319	2,15B × 19
4,00 – 19	M 3	701	112	330	2,15B × 19
			127		2,75C × 19

\*) pouze pro rychlost do 60 km/h



#### D. Pro speciální motocykly

Vzorek	Rozměry	Použití
S 3	2,75 – 23	přední kolo – plochá dráha
S 5	3,00 – 16; 3,25 – 16	terénní závody a soutěže
S 9	2,75 – 16; 3,00 – 19; 3,25 – 19; 3,50 – 19; 2,75 – 21; 3,00 – 21	terénní závody
S 9A	3,50 – 18	terénní závody a soutěže
S 9A/B	4,00 – 18; 3,00/3,20 – 21	terénní závody a soutěže
S 18	3,50 – 19	zadní kolo – silniční závody
S 19A	4,00 – 18	terénní závody a soutěže
S 22	3,00 – 21; 2,75 – 18	terénní závody a soutěže
S 23	2,50 – 21; 3,25/3,50 – 18	terénní závody a soutěže
S 24	3,50 – 19	zadní kolo – plochá dráha
S 25A	3,50 – 18; 4,25 – 18; 4,75 – 18	terénní závody a soutěže



Vynález pneumatiky pochází z roku 1845 a je spojen se jménem Roberta W. Thomsona



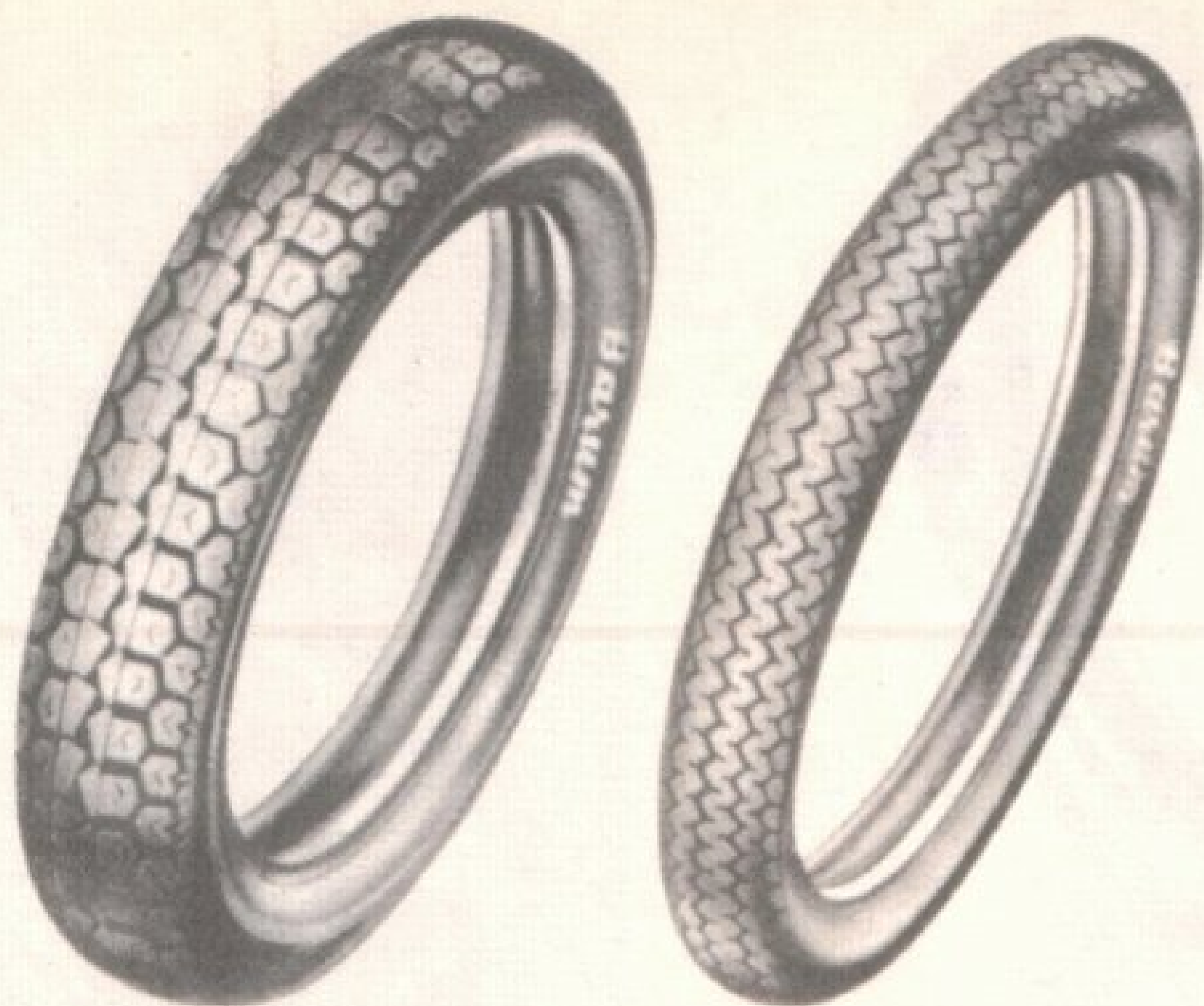
Nahoře schéma diagonální pneumatiky, dole na motocyklech nepoužívané radiální pneumatiky a uprostřed nový typ Dunlop „Red Arrow“

Pneumatiky s nejmenším průměrem se uplatňují na různých typech skládacích minimotocyklů. Je však třeba si uvědomit, že stroj s mimořádně malými koly je sice možno složit do zavazadlového prostoru automobilu, ale jeho užitek je značně omezená.

U mopedů a malých motocyklů je sortiment používaných pneumatik velmi různý. Na jedné straně žádají zájemci o levné stroje malá kola pro celkové menší rozměry vozidla, na druhé straně se však některé mopedy blíží úzkými pneumatikami velkého průměru koncepci jízdních kol.

U cestovních motocyklů byly v minulosti nejobvyklejší 19palcové pneumatiky. V padesátých letech se zavedením účinnějšího odpružení bylo třeba snížit stavební výšku stroje a rozšířila se 16palcová kola. Zhoršení jízdních vlastností bylo však citelné, hlavně při jízdě na špatných vozovkách a v terénu, a tak dnes jsou na klasických cestovních strojích nejžádanější kola s pneumatikami o průměru 18 palců, jejichž šířka odpovídá zhruba objemové třídě motoru. Novinkou je zavádění 17palcových pneumatik. Obdobná zásada platí i pro silniční závodní motocykly.





Pneumatiky Barum pro skútry:  
vlevo vzorek M 8, vpravo S 14



Pneumatiky Barum pro přední kolo  
cestovních motocyklů: vlevo vzorek  
M 5, vpravo M 10

Pláště soutěžních motocyklů mají v porovnání se sériovými zesílené boky a hrubší vzorek. Typ desénu není již předepsán, neboť jeho omezování v minulosti brzdilo vývoj motocyklů a snižovalo bezpečnost jezdců při průjezdu terénem. Volba typu desénu však je zde dosti složitá, neboť jsou zcela jiné požadavky pro jízdu na silnici a v terénu, avšak terénní jízda má pro konečnou volbu většinou rozhodující vliv.

Rovněž rozměr pneumatik je dán kompromisem mezi snahou o snížení hmotnosti rotujících a neodpružených hmot na jedné a požadavkem spolehlivosti, ovladatelnosti a pohodlí jízdy na druhé straně. Na předních kolech převládají 21palcové pneumatiky se šířkou podle hmotnosti motocyklu 2,50, 2,75, 3,00 nebo výjimečně 3,25" a na zadním kole se dnes montují převážně 18palcové pneumatiky.





Pneumatiky Barum pro zadní kolo cestovních motocyklů:  
vlevo vzorek M 3, vpravo M 8

Pneumatika Dunlop Universal

Šíře je pro dobrý záběr v terénu i u nejlehčích strojů 3,50 a končí hodnotami 4,50, 4,60, resp. 4,75 a 5,00 pro nejvýkonnější stroje.

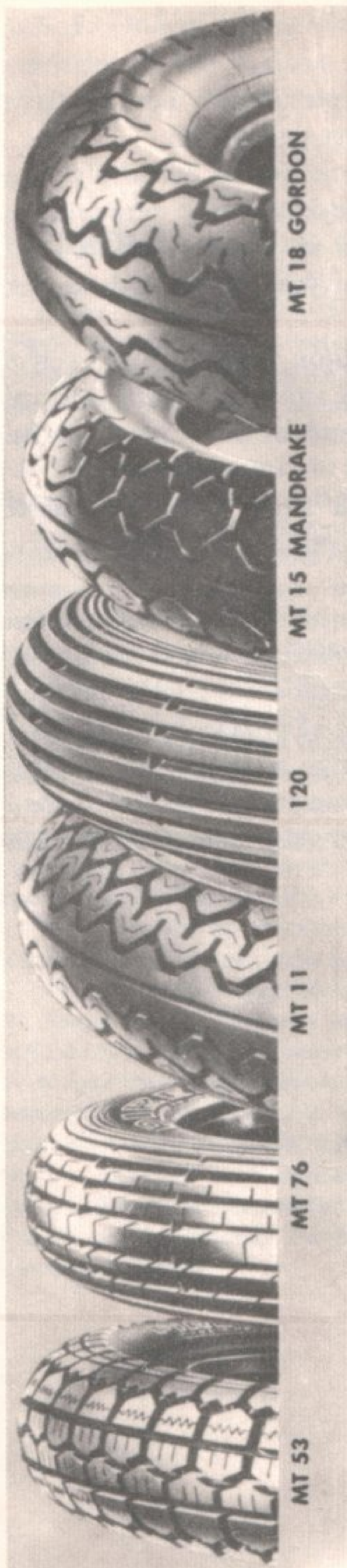
Zajímavý je poslední vývoj u speciálních šlapačkových motocyklů, zejména menších objemových tříd, kde výrobci zavádějí průměry pneumatik o 1 palec menší — vpředu 20 a vzadu 17.

U terénních motocyklů je sortiment rozměrů pneumatik podobný — 2,75 až 3,00 — 21 přední a 4,00 až 4,75 — 18 zadní kolo. Značku a desén pneumatik však jezdci volí podle charakteru tratí.

Stále dohady panují v otázce desénu silničních závodních motocyklů. Pneumatiky pro přední kolo trojúhelníkového průřezu s podélnými rýhami i speciální pláště pro zadní kolo byly překonány zcela hladkými pneumatikami vyvinutými podle vzoru pneumatik závodních automobilů formule 1. Jezdci mají možnost volby pneumatik, nevyhlásí-li ředitel závodu zákaz jízdy na hladkých pneumatikách vzhledem k očekávanému dešti. Situace je zvláště složitá na dlouhodobých závodech, a proto se projeví oprávněné požadavky na FIM o vydání všeobecného zákazu používání hladkých pneumatik. Pro r. 1976 platí následující rozhodnutí: hladké pneu jsou povoleny pouze pro mezinárodní silniční závody tř. 350, 500 a 750 cm<sup>3</sup> — pro vícehodinové závody jsou zakázány; povinná je účast zástupce výrobce pneu, s nímž musí ředitel závodu konzultovat povolení startu na těchto pneumatikách. Jelikož jde o velmi závažnou otázku, bude se toto rozhodnutí každoročně na zasedání FIM revidovat.

Značný vliv na provozní vlastnosti pneumatik má jejich huštění. U cestovních strojů většina jezdců dodržuje doporučení výrobce již vzhledem ke snaze o dosažení optimální životnosti pláště. Běžné hodnoty tlaků jsou kolem 140 kPa pro přední kolo a pro zadní kolo zatížené jedním jezdce, resp. 190 kPa pro jízdu s tandemistou.





Z široké nabídky italské značky Pirelli



Zcela zvláštní úpravu pneumatik mají plochodrážní motocykly pro ledové tratě — jsou vybaveny ostrými ocelovými hroty předepsané délky 28 mm



Britské pneumatiky Avon se proslavily na silničních závodních motocyklech



Zcela jiné jsou však poměry pro jízdu v terénu, a to pro terénní závody, klasické i šlapačkové soutěže. Jezdci kvůli lepší průjezdnosti stroje v těžkém blátivém terénu hustí někdy pneumatiky i pod polovinu doporučených hodnot tlaků (někdy i 40 kPa) a důsledkem jsou potom častější defekty pneumatik.

Duše pro motocykly se za posledních 50 let vývoje vcelku nezměnily. Pro soutěžní jezdce a i pro méně zručné „civilní“ motocyklisty však připomeňme jednu praktickou radu: je výhodné vozit náhradní duši vždy užšího rozměru než odpovídá pláští. Při rychlé montáži třeba v nepříznivých podmínkách se tak vyhneme nebezpečí skřípnutí duše pod patkou pláště.

Pneumatiky se u motocyklu vyvažují stejně jako u automobilu společně s celým kolem. Dynamické vyvážení je nutné pro všechny rychlé stroje. Pro běžné cestovní motocykly pečlivé statické vyvážení vyhoví a pro terénní nebo plochodrážní motocykly je vyvažování zbytečné.

Častým zdrojem potíží bývá někdy u speciálních strojů pootočení pláště na ráfku při extrémním záběru. Pootočení je velmi nepříjemné, neboť obvykle vyvolá utržení ventilkou duše.

Nejzajímavěji je problém vyřešen u plochodrážních motocyklů, které zatáčeji pouze doleva. Ventilek je umístěn v pravém boku pláště a možné pootočení pláště na ráfku můžeme potom tolerovat. U terénních motocyklů je plášť přitažen k ráfku jedním nebo dvěma speciálními držáky záběru, které přitažením klínovitého těla držáku k ráfku sevrou patky pláště mezi okraj ráfku a držák. Pro soutěžní stroje by držák záběru překážel při rychlé montáži pneumatiky, a proto je držení pláště na ráfku zajištěno nasekáním vnitřních boků ráfku nebo montáží speciálních ocelových hrotů.



## 8. CIZOJAZYČNÁ RESUMÉ

### РЕЗЮМЕ

Книга „Мотоциклы с двухтактным двигателем“ в чешском подлиннике „Motocykly s dvoudobým motorem“ предназначена для всех благожелателей мотоциклов, которые интересуются глубже проблематикой двухколесных машин. Она представляет общее произведение о опыте, конструкции и стройке новейших двухтактных мотоциклов всех сортов. Читатель здесь найдет не только описание новых конструкций, но тоже всегда и более глубокое техническое объяснение. Простые арифметические формулы приведены только там, где они помогают для более быстрого объяснения проблемы.

Совершенно намеренно книга посвящена только двухтактным машинам, даже если в мире ездят миллионы четырехтактных мотоциклов, но техническая литература четырехтактных двигателей легче доступная особенно в связи с развитием автомобилей. Разумеется само собой, что части книги о принадлежностях двигателя, о силовой передаче и ходовой части действительны для мотоциклов всех сортов.

Развитие мирового мотоциклетного производства в целом послевоенном периоде связано с развитием мотоциклетного спорта, и поэтому и здесь читатель найдет описание отличия конструкции двухтактных спортивных мотоциклов, именно гоночных, многодневник и кроц-цовых, включая доводы, которые вели к отдельным оформленим.

Особенное внимание посвящено газораспределению двухтактных двигателей и всем современным решениям систем питания и выпуска, именно принимая во внимание новые требования понижения шума и токсичности выпускных газов. Очень хорошо объяснены проблемы силовой передачи и далее рамы, подвески мотоцикла и его тормозов.

Книга целиком представляет современное общее произведение о двухтактных мотоциклах, которое своим специальным пониманием не имеет конкуренцию.

Автор один из заведующих работников Исследовательско-опытного завода Ява в Праге. Во время учения посвящал себя активному мотоциклетному спорту, поступил на работу в ЧЗМ как конструктор гоночных мотоциклов и позже принял должность главного конструктора кроссовых и многодневных мотоциклов ЧЗ. Мировому мотористическому обществу он известен как представитель чехословацкой мотоциклетной промышленности и спорта на конгрессах и значительных спортивных событиях, и как автор ряда специальных статей в известных европейских мотоциклетных журналах. Он автором книги „Спортивные мотоциклы“, которая кроме Чехословакии добилась успеха как перевод тоже в Германской федеративной Республике во Франции, Голландии; далее, особенно в ГФР, очень популярна его „Большая книга мотокросса“.



## SUMMARY

The book "Motorcycles with two stroke engine", in Czech original "Motocykly s dvoudobým motorem", is designated for all motorcycle enthusiasts who are more deeply interested in the problematics of motorized two-wheelers. The book presents a summary work about the development, design and construction of modern two-stroke motorcycles of all types. The reader will find not only the description of new designs, but also a deeper technical explanation. The simple arithmetical formulas are mentioned only to explain the problems more thoroughly.

The book is quite purposefully devoted only to two-stroke machines, though millions of four-stroke motorcycles are moving in the world; but the technical literature of four-stroke engines is easily get-at-able, especially in the connection with the advancement of cars. The part of the book about the engine accessories, transmissions and cycle part is valid naturally for the motorcycles of all types.

The development of world motorcycle production during the whole after-war period has been connected with the development of motorcycle sport, and that is why the reader will find here the descriptions of different designs of two-stroke motorcycles, i.e. road racing, reliability trials and moto-cross machines, including the reasons which have led to individual modifications.

Special attention is paid to the distribution system of two-stroke engines and to all modern solutions of intake and exhaust system, taking account of new demands for reducing noise level and exhaust emissions. The problems of transmission system as well as of frame, suspension of motorcycle and brakes are very well explained.

The book as a whole presents a modern summary work on the two-stroke motorcycles, the work with its expert approach has no competition.

The author is one of the leading workers in the Research and Development Jawa Centre in Prague. During his studies he devoted himself to active motorcycle sport, entered a job in ČZM as a designer of road racing motorcycles and later overtook the duty of chief designer of moto-cross and reliability trials motorcycles ČZ. Among the world motorcycle public he is known as the representative of Czechoslovak motorcycle industry and sport at congresses and important sport meetings as well as the author of a number of special articles in prominent European motorcycle journals. He is the author of the book "Sports Motorcycles", the translation of which has been very successful in the German Federal Republic, in France and Holland. In the GFR is especially very popular his work "The Great Book of Moto-Cross".



## RÉSUMÉ

Le livre „Les motocyclettes avec le moteur à deux temps“, est destiné à tous les amis de la motocyclette qui prennent un vif intérêt aux problèmes des deux-roues à moteur. Il représente une oeuvre synthétique traitant de la conception, de la mise au point et de la construction des motocyclettes à deux temps modernes de tous types. Le lecteur n'y trouvera pas seulement une description des constructions nouvelles, mais toujours aussi une explication technique détaillée. Des formules de calcul simples ne sont utilisées que là où elles peuvent aider à expliquer le problème plus rapidement.

C'est à dessein que l'ouvrage ne se consacre qu'aux machines à deux temps, bien que les routes du monde soient sillonnées par des millions de motocyclettes à quatre temps; la littérature technique consacrée aux moteurs à quatre temps est toutefois plus facilement accessible, notamment en fonction du développement de l'automobile. Les parties du livre parlant des accessoires du moteur, du mécanisme de transmission et de la partie cycle s'appliquent, bien entendu, à tous les types de motocyclettes.

Le développement de la fabrication mondiale des motocyclettes dans toute la période d'après-guerre est étroitement lié au développement du sport motocycliste; c'est pourquoi le lecteur trouvera ici aussi une description des différences existant dans la construction des motocyclettes à deux temps de sport, qu'il s'agisse de machines de course, de compétition ou de tous terrains, avec les motifs qui ont conduit aux différentes adaptations.

Une attention spéciale est consacrée à la distribution du moteur à deux temps ainsi qu'à toutes les solutions modernes du système d'admission et d'échappement, compte tenu des nouvelles tendances à l'abaissement du niveau de bruit et de la nocivité des gaz d'échappement. Très bien expliqués sont les problèmes du système de transmission ainsi que ceux du cadre, de la suspension et des freins.

Le livre présente dans son ensemble un ouvrage synthétique moderne consacré aux motocyclettes à deux temps, ouvrage qui est sans concurrence par sa conception spécialisée.

L'auteur est un des responsables de l'important Bureau d'études et de recherches JAWA à Prague. Lors de ses études, il fut très actif dans le sport motocycliste; il entra ensuite au service de l'usine ČZ en tant qu'ingénieur spécialisé dans la construction des machines de course, et plus tard fut chargé de la fonction d'ingénieur d'études en chef pour les machines ČZ de cross et de compétition. Il est connu du public motocycliste international comme représentant de l'industrie et du sport motocyclistes tchécoslovaques aux différents congrès et manifestations importantes, ainsi que comme auteur de nombreux articles publiés dans les plus importantes revues motocyclistes européennes. Il est l'auteur du livre „Motocyclettes de sport“ qui a connu un grand succès non seulement en Tchécoslovaquie, mais dont les traductions ont été publiées également en République fédérale Allemande, en France et aux Pays-Bas; son livre „Grand Prix de moto-cross“ est très populaire notamment en Allemagne fédérale.



## ZUSAMMENFASSUNG

Das Buch „Zweitaktmotorräder“ ist für alle Motorradenthusiasten bestimmt, die sich für die Problematik der Zweiräder tiefer interessieren. Es bringt Abhandlungen über die Entwicklung, die Konstruktion und den Bau von modernen Zweitaktmotorrädern. Der Leser findet hier sowohl Beschreibungen neuer Konstruktionen als auch eingehendere technische Erläuterungen. Einfache Formeln sind nur dort angeführt, wo sie zur schnelleren Erklärung des Problems beitragen können.

Ganz absichtlich ist das Buch nur Zweitaktmaschinen gewidmet, selbst wenn Millionen von Viertaktmotorrädern in der Welt in Betrieb sind. Die technische Literatur, die Viertaktmotoren gewidmet ist, ist jedoch eher erreichbar, besonders im Zusammenhang mit der wachsenden Beliebtheit der Automobile. Diejenigen Partien des Buches, wo Motorzubehör, Getriebe und Fahrgestell beschrieben werden, sind natürlich für Motorräder aller Typen gültig.

Die Entwicklung der Motorradproduktion nach dem II. Weltkrieg ist mit der Entwicklung des Motorradsportes verbunden, und deshalb findet der Leser auch hier die Beschreibung der Konstruktionsabweichungen der Zweitaktsporthmotorräder, und zwar der Straßenrenn-, Gelände- und Moto-Crossmotorräder, einschließlich der Gründe, die zu einzelnen Adaptierungen führten.

Besondere Aufmerksamkeit ist dem Steuerungssystem des Zweitaktmotors und allen modernen Lösungen des Ansaug- und Auspuffsystems gewidmet, und zwar auch unter Berücksichtigung der Herabsetzung der Geräuschintensität und Auspuffgaseschädlichkeit. Sehr gut sind die Probleme der Getriebe und weiter dann des Rahmens, der Federung des Motorrades und seiner Bremsen erklärt.

Das Buch stellt ein modernes zusammenfassendes Werk über Zweitaktmotorräder mit einer originellen Fachkonzeption dar.

Der Verfasser ist einer der leitenden Mitarbeiter des JAWA-Forschungs- und Entwicklungszentrums in Prag. Während der Studien widmete er sich aktiv dem Motorradsport; er arbeitete zuerst in ČZM als Konstrukteur von Straßenrennmaschinen. Später übernahm er die Funktion des Chefkonstruktors der Moto-Cross- und Geländemotorräder ČZ. Er ist bekannt auch im Ausland als Repräsentant der tschechoslowakischen Motorradindustrie und Teilnehmer an verschiedenen Fachkongressen und bedeutenden Sportveranstaltungen und auch als Verfasser einer ganzen Reihe von Fachartikeln. Sein Buch „Sportmotorräder“ erschien in der BRD, in Frankreich und in Holland und sein Werk „Das große Buch vom Moto-Cross“ in der BRD.



## 9. DOPORUČENÁ A POUŽITÁ LITERATURA

- Dyk*: Paliva a maziva pro automobily. Praha, SNTL 1973.  
*Hüppen*: Motorrad-Elektrik. Stuttgart, Motor Buch Verlag 1972.  
*Husák*: Sportovní motocykly. Praha, Naše vojsko 1967.  
*Husák*: Upravujeme motocykl pro závod. Praha, SNTL 1972.  
*Cholevík – Král*: Schémata elektrického zapojení jednostopých vozidel. Praha, NADAS 1968.  
*Jansa a kolektiv*: Konstrukce motocyklu. Praha, SNTL 1960.  
*Luraschi*: Storia della motocicletta. Milano, Edisport 1971.  
*Lustig – Jezdinský*: Od dřevěného kola k automobilu. Praha, Karel Synek 1938.  
*Klingler*: Messen und Prüfen im Maschinenbau. Zürich, Schweizer Druck- und Verlagshaus 1946.  
*Mettig*: Die Konstruktion schnelllaufender Verbrennungsmotoren. Berlin – New York, Walter de Gruyter 1973.  
*Springer – Patterson*: Engine Emissions. New York – London, Plenum Press 1973.  
Studies of Test Methods for Evaluating Two-Cycle Engine Oils. SAE, 1972.

### Časopisy:

- Automobil. Praha, SNTL  
Cycle World. Bond/Parkhurst Publications, California, USA  
Das Motorrad. Stuttgart, Motor Presse Verlag  
Motociclismo. Milano, Edisport  
Motor. Den Haag, Nortier and Harmsze  
Moto-revue. Paris, Moto-revue  
Svět motorů. Praha, Magnet



Ing. Pavel Husák

## **Motocykly s dvoudobým motorem**

DT 621. 434. 13:629. 118. 6

Vydalo SNTL — Nakladatelství technické literatury, n. p., Spálená 51, 113 02 Praha 1  
v roce 1978 v řadě strojírenské literatury jako svou 8262. publikaci

Redakce báňské a strojírenské literatury

Odpovědný redaktor Ing. Jindřich Klůna

Vazbu navrhl Miroslav Houska

Grafická úprava a technická redakce Zdena Plchová

Ze sazby monofoto vytiskl ofsetem TISK, knižní výroba, n. p., Brno, závod 1

324 stran, 250 obrázků, 4 tabulky

Typové číslo L13-B2-V-31f/22542. Vydání první

Náklad 8200 výtisků, 27,52 AA, 28,16 VA

05/110

Cena vázaného výtisku Kčs 33,—

507/21,857

Publikace je určena technikům, konstruktérům, mechanikům i řidičům motocyklu, kteří se hlouběji  
zajímají o konstrukci i funkci motocyklu.

---

04-225-78      Kčs 33,—







04-225-78

05/110

Kčs 33,-

