

Werk

Label: Other

Jahr: 1933

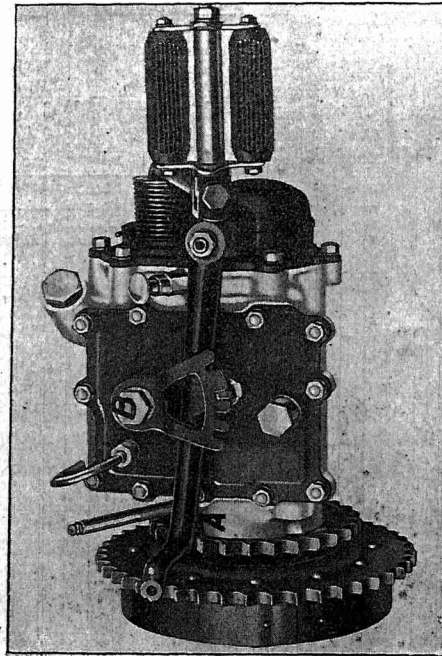
PURL: https://resolver.sub.uni-goettingen.de/purl?31311028X_0062|log105

Kontakt/Contact

Digizeitschriften e.V.
SUB Göttingen
Platz der Göttinger Sieben 1
37073 Göttingen

✉ info@digizeitschriften.de

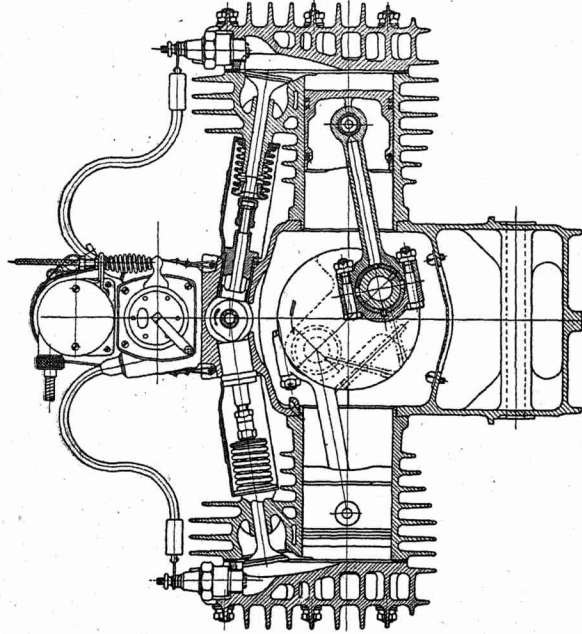
jen při odstaveném motoru, a proto každý motocykl s převodovou skříní musí mít vysouvací spojku. Spojky jsou buď suché neb olejové, mají obvykle větší počet třecích lamel, zhotovených ze speciální fríkové látky (ferodo nebo raybestos). Jsou tak zatíženy, že snesou i po delší dobu klouzáni, aniž by se jejich teplota nebezpečně zvýšila. Dříve používaný třecí materiál — korek — je náchylný k spálení, spojky korkové měly však měkký záběr.



Obr. 13. Spojka a převodová skříní amerického motocyklu „Harley-Davidson“. B = hřídel zasouvání rychlostí, A = páka spojky. Rychlosti lze zasunovati jen při vysunutém spojee, neboť páka A musí být stlačena dolů, aby se ozubený segment na hřídeli B uvolnil.

Pohyb od motoru k převodové skříní děje se t. zv. primárním převodem. Od převodové skříně k zadnímu kolu jest uspořádán sekundární převod. Oba převody mohou být konstruktivně rozmanitě vytvořeny. Je-li převodová skříní oddělena od motoru, je primární převod nejčastěji přesným válečkovým řetězem, pohybujícím se

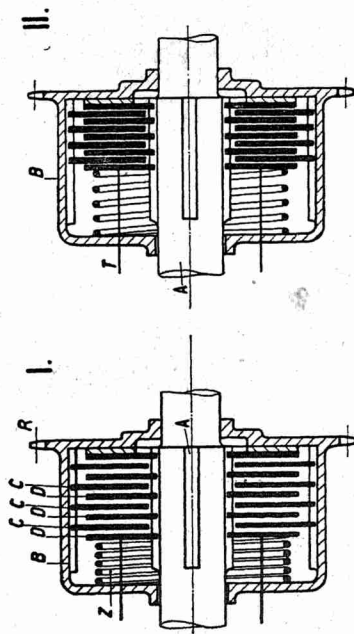
mory. Popis takového motoru viz na př. v časopisu „Vynálezy a pokroky“, ročník 1924, str. 161. (Velocette.) Čtyřtáctní motory jsou výhradně ventilové. Před několika lety vyskytla se dosti podatelná konstrukce šoupátkového motoru; stroje s tímto motorem byly prodávány po několik roků, ale neudržely se. Popis takového motoru anglické konstrukce byl podán v časopisu „Vynálezy a po-



Obr. 8. Motor typu „flat-twin“ se dvěma válci proti sobě a klikami na 180° (B. M. W.).

kroky“ v roč. 1925, na str. 214 (motor Barr a Stroud). Až dosud se používá hlavně dvojího uspořádání ventilů. Ve výrobě motocyklů dominují dnes hlavně Angličané, a proto některá označení, přejatá z angličtiny, vžila se i u jiných národů a běžné se jich používá. To platí hlavně pro

označení druhů rozvodů; tak značí „side by side“ rozvod s postranními ventily, „O. H. V.“ (overhead valve) ventily šikmo ve válcové hlavě visuté uložené, řízené vahadly a tyčkami, označení „O. H. C.“ značí rozvod s vačkovým hřídelem nad ventilovou hlavou (overhead camshaft). Normální rozměry čtyřtáctných motorů jsou: 175, 250, 350, 500, 750 a 1000 cm^3 . Jak vidět, je v rozměrech motorů značná rozmanitost. Cestovní stroje opatřují se motory s postranními ventily. Stroje o vyšší poměrné výkonnosti mají



Obr. 9. Schema lamelové spojky. R = řetězové hnačí kolo spojky, A = drážkovaný hřídel, B = objímka spojky, D = vnitřní lamely, C = vnější lamely, Z = zpružina spojky.

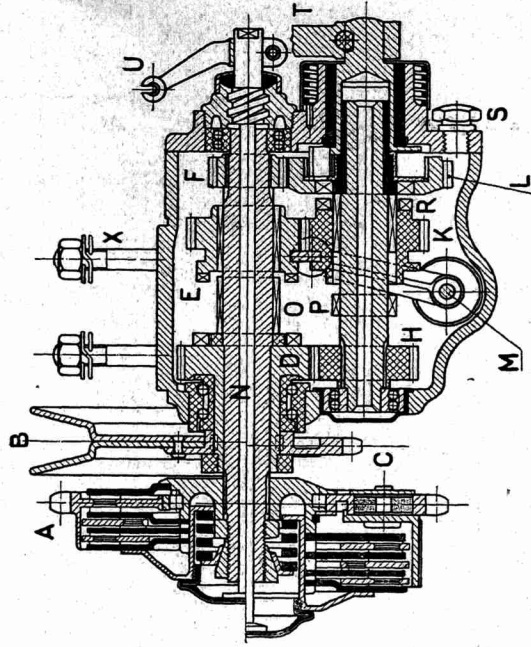
ventily shora řízené. Tento rozvod ujímá se však v poslední době i u strojů cestovních a je stále zdokonalován.

Při počítání výkonnosti rozlišujeme ji podle požadavků praxe na výkonnost jmenovitou a nejvyšší dosažitelnou (maksimální). Pro výpočet jmenovité výkonnosti berte se na 100 cm^3 obsahu válce 1 k. s. *) takže nejčastěji přicházející motor 500 cm^3 má podle toho 5 k. s. Výkonnost maximální je však mnohem vyšší. U postranních ventilů činí při obsahu válce 500 cm^3 asi 12–14 k. s., při ventilech shora řízených a vyšší kompresi 22 k. s. U motorů pro zá-

*) k. s. zkratka pro koňskou sílu.

vodní chlazení se u motocyklu neujalo, ale přece se ho v ojedinelých případech používá. Před několika lety s úspěchem zavedené chlazení olejem zaniklo (motor Bradshawův).

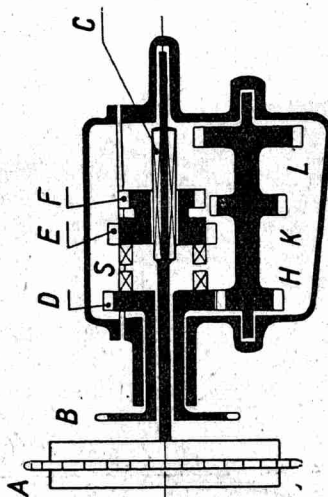
Výkonnost každého spalovacího motoru závisí na jeho točivé rychlosti, a proto musí mít každé vozidlo takový motor s hnané proměnlivý převod na zadní osu. K tomu slouží převodová skřín, kterou mají všechny



Obr. 12. Řez převodovou skříní a spojkou motocyklu anglické konstrukce (3 rychlosti). A = spojka, B , C = hnačí kotouče sekundárního převodu, M = zasouvací hřídel, U = páka k vypínání spojky, T = rameno klíky spouštěče.

dnešní motocykly; mají aspoň dva rychlostní stupně, ve většině případů však tři, často i čtyři rychlosti. Skříně mají ozubená korigovaná kola, která lze posunovat na drážkovém hřídeli; přesouvání rychlostí děje se pákou, uloženou na pravé nebo levé straně nádržky. Přeměna rychlosti je možná

vyšší vůbec dosažené točivé rychlosti ze všech známých pístových strojů; bylo naměřeno 7000-8000 obr./min. i více, v určitém případě skoro 10000 obr./min., aniž by nastaly poruchy v mechanismu. Tyto rychlosti byly umožněny dokonalým mazáním a výhradním použitím válečkových a kučkových ložisek. Ložisko klikového čepu má výhradně uložení na válečkách, všechny hmoty přímočaré (vratné) kývající musí být co nejlehčí, aby nevznikaly velké setrvačné síly, které by vyvolaly vibrace a namáhaly ložiska. Při 4000 otáčkách v minutě dosahují setrvačné síly takové velikosti, že se rovnají tlakům na píst při výbuchu. Velké požadavky jsou kladeny na ventily, které musí vydržeti při teplotě 400 až 950° C ohromný počet nárazů na sedlo.



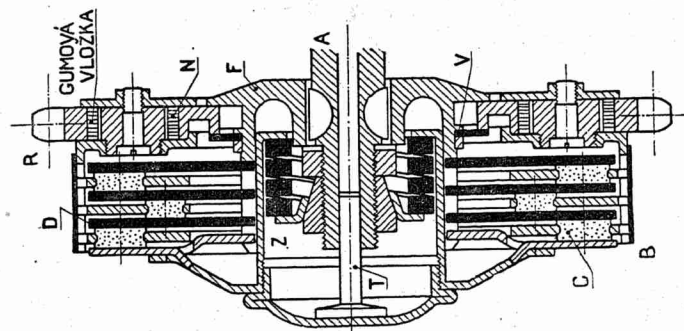
Obr. 11. Schema třístupňové převodové skříně se spojkou. A = spojka, B = řetězový kotouč sekundárního převodu, C = drážkovaný hřídel, D = kolo přímého záběru, E = zubová spojka, F = kolo II. rychlosti, G = kolo I. rychlosti, H, K, L = ozubená kola předlohy.

Dnes se používá skoro výhradně pístů z lehkých slitin hliníkových, magnaliových a elektronových, tedy slitin o velké vodivosti tepelné, které usnadňují chlazení a zmenšují setrvačné síly.

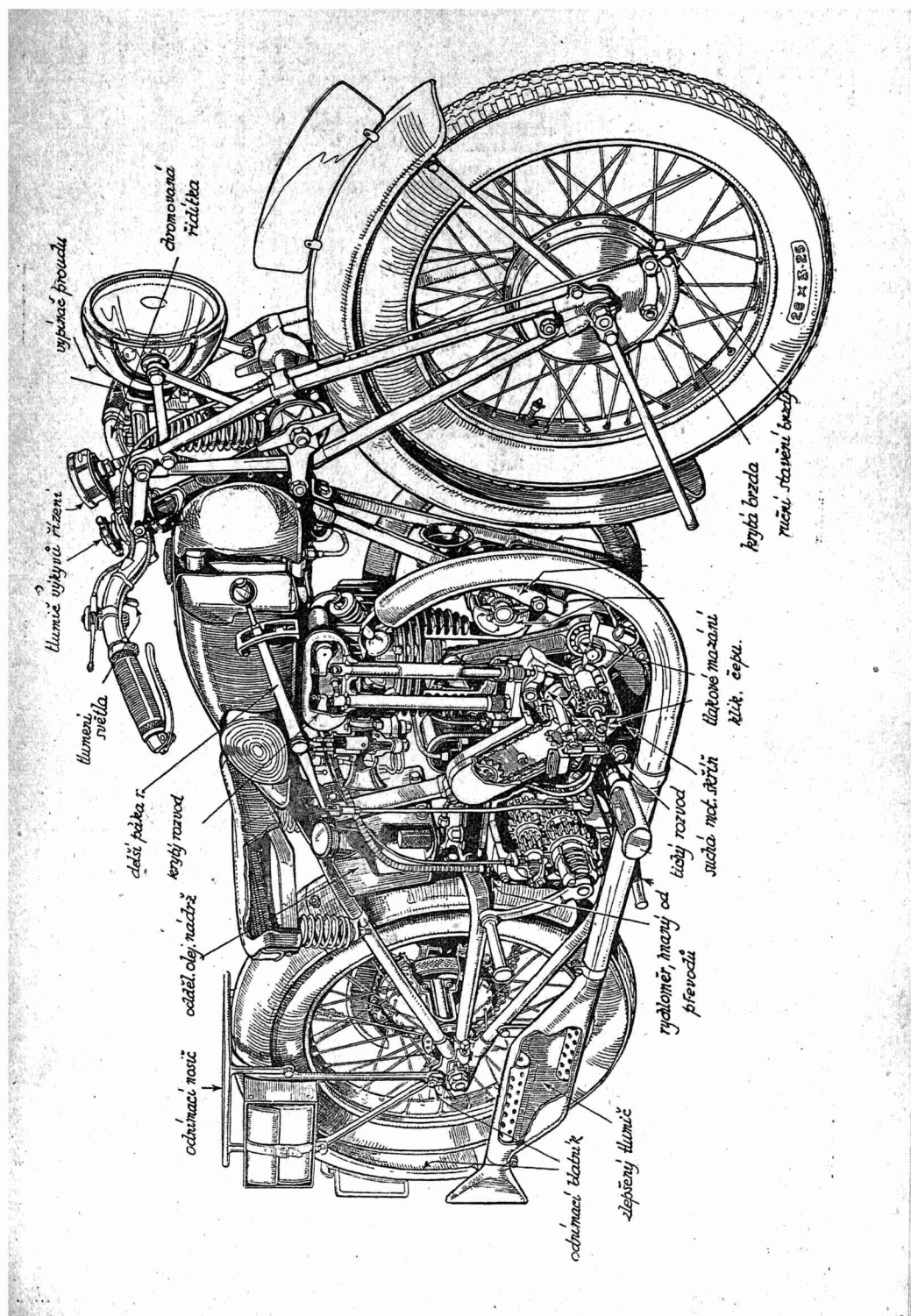
Je zajímavé, jak se dobře osvědčilo vzdušné chlazení. Při náležitém vývinu chladicích žebër dosahuje se dnes bezvadného chlazení i za okolností nejsvážnějších. — Proto

vodní stroje s velkou kompresí a velkým počtem obrátek bylo dosaženo při použití lehkých paliv ještě vyšších výkoností, až 35 k. s. na 500 cm³ obsahu, takže závodní motor 1000 cm³ dosahuje výkonosti až 70 k. s., a to bez kompresoru.

Konstruktivní a dílenské zdokonalení je příčinou, že moderní motocykly jsou schopny značně vysokých rychlostí, a to i při své poměrně velké váze. Průměrná váha motocyklu s motorem 500 cm³ ve službě jest asi 170—180 kg. I cestovní stroje dosahují snadno rychlosti 100 km/hod. při udané velikosti. Při srovnání s automobilem jsou tedy značně rychlé a mají mnohem větší rychlosti na stoupání. Vyžaduje tedy jejich ovládání náležitou pozornost. Spotřeba paliva číí průměrně 2.5 až 5 l na 100 km trati a je větší v rovině trati při větších rychlostech než při jízdě do kopitého terénu a mírnější rychlosti. Nejvýhodnější spotřebu dostaneme při určité rychlosti; motory konají při tom průměrně 2000 až 3000 obrátek v minutě, u závodních strojů mnohem více. Motory závodních strojů dávají největší výkonost při 4500 až 5500 obrátkách v minutě, naprázdno dosahují nej-



Obr. 10. Suchá spojka. A = hřídel převodové skříně, B = kryt lamel, C = třecí vložky (ferodo, korek), zasazené do vnějších lamel, D = vnitřní (ocelové) lamely, F = náboj spojky, R = řetězové hnací kolo spojky, N = gum. vložka, tlumící nárazy, Z = zpružina spojky, T = tlačítko na vypínání spojky.



$$G = \frac{m}{g} r \omega^2. \quad (2'')$$

Podle rovnice (1') je dále

$$\omega = \frac{\pi \cdot 3000}{30} = 314 \text{ 1/sec}$$

a konečně

$$G_{kg} = \frac{0.001 \text{ kg}}{9.81 \text{ m/sec}^2} \cdot 0.5 \text{ m} \cdot 314^2 \text{ 1/sec}^2 = 5.04 \text{ kg}. \quad (3)$$

Specifické tlaky (resp. tah) vyjadřují se v kg/cm^2 (v technických atmosférách) nebo v kg/m^2 . (Manometr ukazuje přetlak. Ukazuje-li na př. 14 atm., je to 14 atm. *přetlaku*, čili 15 atm. *absolutních*.)

Místo hustoty páry užívá se reciproké hodnoty, t. zv. měrného objemu, a to v kg/m^3 . Je to objem 1 kg páry vyjádřený v metrech krychlových.

Mechanická práce udává se v m kg, výkon, t. j. práce za vteřinu v mkg/sec nebo v „koňských silách“, t. j. 75 m kg/sec. Poněvadž pak parní turbíny nejčastěji pohánějí elektr. generátory, vyjadřuje se jejich výkon také v elektrotechnických jednotkách, t. j. v kilowatech (kW). Tu platí známé vztahy

$$1 \text{ ks} = 0.736 \text{ kW} \quad (4)$$

a opačně

$$1 \text{ kW} = 1.36 \text{ ks}. \quad (4')$$

Pro množství tepla užívá se velké kalorie, teploty vyjadřují se ve $^{\circ}\text{C}$ a často jakožto absolutní, t. j. $(273 + t)^{\circ}\text{C} = T$.

Důležitý je pojem účinnosti či efektu. Dá-li teoreticky hnačí stroj výkon N_0 , dá skutečně stroj následkem různých ztrát a nedokonalostí pouze $\eta \cdot N_0$, kde η nazývá se účinností a udává se v %.

Dodává-li generátor N kW po dobu t hod. mluvíme o dodání $N \cdot t$ kWh (kilowatových hodin) energie.

Výpočty technické provádíme (pokud ovšem ze zcela speciálních důvodů se nežadá větší přesnost) logaritmickým pravítkem. Jsem toho mínění, že jeho užívání mělo by se zavést na středních školách současně při probírání logaritmů.

$I-S$ diagram. Mysleme si nyní 1 kg vody 0°C obsažený ve válci uzavřeném pístem, na nějž působí stálý tlak $p_1 \text{ kg/cm}^2$. Zahříváním přivádíme tomuto 1 kg vody teplo. Přivedli-li jsme q_1 kalorií a dosáhli teploty t_1 , pravíme, že tepelný obsah 1 kg vody při tlaku $p_1 \text{ kg/cm}^2$ a teplotě t_1 je $i_1 = q_1 \text{ kal/kg}$. Dosáhne-li teplota výše, která odpovídá bodu varu při tlaku p_1 , přivedli jsme celkem q kalorií, které nazýváme kapalinným teplem.

Při dalším zahřívání teplota nestoupá, ale voda mění se v páru. V určitém stavu je proměněno x kg v páru a $(1 - x)$ kg je dosud ve formě vody. x je pravý zlomek a vyjadřuje se v %. V tomto stadiu mluvíme o vlhké či mokré páře o sytosti $x\%$. Přivedeme-li dalších r_1 kalorií a dosáhneme teploty t_2 , je tepelný obsah $r_1 + q = i_2$. Je-li měrný objem páry v_1 , vody v_2 , je celkový objem $v = xv_1 + (1 - x)v_2 = x(v_1 - v_2) + v_2$. Odpaří-li se veškerá voda, bude $x = 1$ ($= 100\%$). Při tom přivedli jsme celkem $\lambda = q + r$ kalorií, kde r nazývá se výparným teplem. Pravíme, že vyrobili jsme suchou páru sytou o tepelném obsahu $i_3 = \lambda$.

Pokračujeme-li dále v přivádění tepla, vyrobíme páru přehřátou. Teplota stoupá, objem se zvětšuje a přivedli-li jsme dalších μ kalorií, je celkový obsah tepelný $i_3 = q + r + \mu$.

Celý proces provedli jsme při tlaku p_1 kg/cm². Stejný proces myslíme si provedený při tlaku p_2, p_3 atd. Tak získáme řady hodnot pro p, t, v, i, x . V určitém stadiu nechť známe tyto hodnoty. Pak přivedeme další tak malé množství tepla q , že teplota se nemění a utvoříme výraz q/T . Součet všech takových výrazů od 0°C do uvažovaného stavu, tedy $\sum q/T = S$, nazývá se entropií. Každý stav páry je tedy charakterisován veličinami p, v, t, x, i, S .

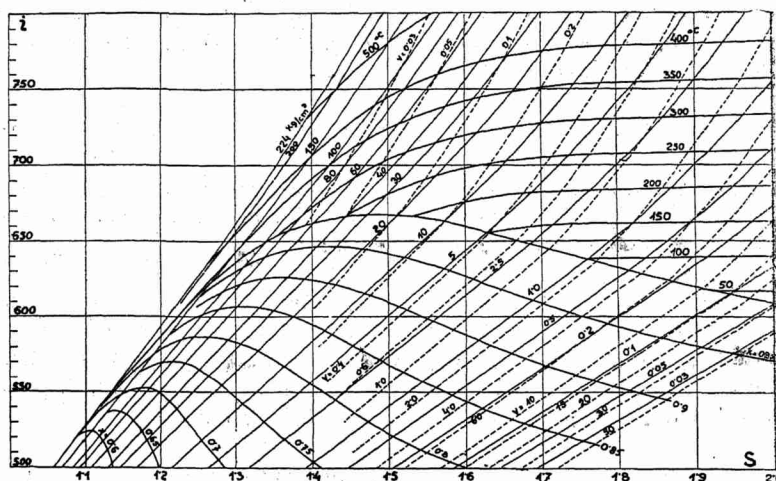
Lze sestrojiti diagram nesmírné důležitosti, v němž všechny podivuhodné vlastnosti vodní páry jsou zobrazeny s neobyčejnou jasností. Od zvoleného počátku pravoúhlých souřadnic nanáší se S jako úsečky a i jako pořadnice. Z veličin p, v, t, x, i, S jsou dvě libovolné, ostatní jsou pak již dvěma stanoveny. Zvolme si určitý tlak $p = p_1$. Pak pro různá S dostaneme z našich pokusů výše popsaných příslušná i . V diagramu vyznačíme body o těchto souřadnicích (S, i) a spojíme je čarou, kterou nazveme p_1 . Pro jiný tlak $p = p_2$ dostaneme podobně čáru p_2 atd. Tak jako volili jsme tlaky, tak můžeme voliti objemy $v_1, v_2, \dots$, teploty $t_1, t_2, \dots$, $x_1, x_2, \dots$ a spojením bodů o souřadnicích (S, i) dostáváme čáry stálých objemů, teplot, sytosti. Tento diagram se nazývá Mollierův entropický diagram IS .

Takový diagram přiložen je ke Stodolově dříve jmenované knize; ve zmenšeném měřítku je v „Technickém průvodci“ v druhém sešitu (Teplo; nejnovější lze objednat u Springera v Berlíně). Na obr. 1 je část diagramu schematicky naznačena podle Stodolovy knihy.

Zajímavý je bod odpovídající tlaku 225 atm a teplotě 374°C . Je to bod kritický, v němž voda přechází hned do stavu páry přehřáté.

Vycházeli jsme od teploty 0°C a kladli při ní tepelný obsah i entropii rovnou nule. To však neznamena, že skutečně obě veličiny při 0°C mizí. V těchto úvahách nezáleží na absolutní hodnotě i, S , nýbrž pouze na rozdílech těchto veličin ve dvou stavech.

Užití I - S diagramu. V kotelně nechť vyrobí se pára přehřátá o tlaku p_0 a teplotě t_0 . Z diagramu shledáme, že čáry p_0 a t_0 protínají se v bodě, jemuž přísluší $i = i_0$. Kdybychom adiabaticky nechali unikati páru do prostoru, v němž je udržován menší tlak p_2 , pak entropie zůstává nezměněna. V diagramu tedy tento pochod je znázorněn svislou úsečkou vedenou z bodu $p_0 t_0$ k čáře p_2 . Tato úsečka měří $i_0 - i_2$ kalorií, což můžeme odečísti nebo odměřiti vhodným měřítkem. Tomuto rozdílu tepelných obsahů říkáme tepelný spád.



Obr. 1.

Snadno můžeme udati rychlost c_0 , které nabude vytékající pára. Teplo $h = i_0 - i_2$ každého proteklého kg přemění se v kinetickou energii. Je-li $A = 427$ m kg mechanický equivalent tepla, je v technických jednotkách tato přeměna dána rovnicí

$$\frac{c_0^2}{2g} = Ah \quad (5)$$

a tedy

$$c_0 = \sqrt{2gAh} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 427 \cdot h} = 91,5 \sqrt{h} \text{ m/sec.} \quad (6)$$

Protéká-li tedy 1 kg/sec uvolní se energie Ah m kg/sec. Kolik kg páry za hodinu musí protékati, aby se získala 1 ks. při spádu 1 kal./kg? Podle (5) bude

$$\frac{G \cdot A \cdot 1}{3600} = 75 \text{ m kg/sec.}$$

a tedy

$$G = 632 \text{ kg/h ks.} \quad (7)$$

Chceme-li docílit 1 kW, musíme (7) přepočísti podle (4'), takže

$$G = 860 \text{ kg/h kW.} \quad (7')$$

Nyní můžeme řešiti základní úlohu: Je dán počáteční stav páry před turbinou $p_1 t_1$ (obojí o něco menší než $p_0 t_0$ v kotlích následkem ztrát v přívodním potrubí) a konečný tlak páry p_2 opouštějící turbinu. Jaká bude spotřeba páry pro 1 kWh?

V diagramu odměříme příslušný spád H . Poněvadž pak podle (7') každých 860 kg páry za hodinu vyrobí 1 kW při spádu 1 kal., bude spotřeba C při spádu H

$$C = \frac{860}{H} \text{ kg/kWh.} \quad (8)$$

To ovšem odpovídá turbině ideální beze všech ztrát tepelných i mechanických, s adiabatickou expansí. Turbina skutečná má však účinnost η_t , takže skutečná spotřeba bude

$$C_{sp} = \frac{860}{\eta_t \cdot H} \text{ kg/kWh.} \quad (8')$$

Tomu říkáme spotřeba na spojce. Necht' turbina pohání generátor o účinnosti η_{el} . Chceme-li znáti spotřebu páry „na svorkách generátoru“, musíme spotřebu na spojce zvětšiti, takže

$$C_{el} = \frac{860}{\eta_t \eta_{el} H} \text{ kg/kWh.} \quad (8'')$$

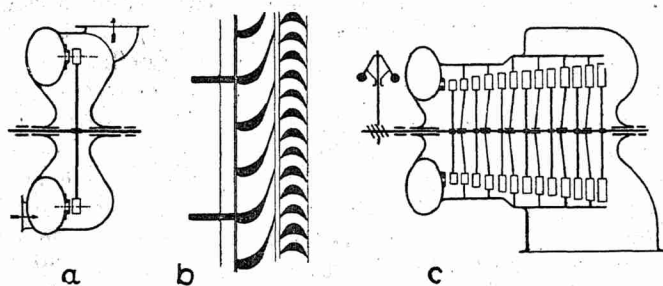
Zmíněná účinnost η_t skládá se z řady různých faktorů. Jimi vyjádřeny jsou všechny ztráty, jako vnitřní tření páry, tření v ložiskách, spotřeba energie pro pohon olejové pumpy nutné pro mazání ložisek a jiné. Pokud jedná se o ztráty tepelné, jeví se v diagramu tak, že do konečného stavu nedospějeme po svislé čáře, nýbrž po jakési šikmé, takže v konečném stavu bude entropie větší než ve stavu počátečním. Z celkového spádu využije se pak jen $\eta_t \cdot H$. Z této uvolněné energie kryjí se ztráty mechanické, takže k pohonu generátoru zbývá opět zmenšený výkon, čili musí se přiváděti více páry. Následkem nedokonalosti generátoru musí se pak i toto dále zvětšiti, jak jsme uvedli v rovnici (8''). Účinnost η_t , v níž tedy jsou zahrnuty všechny ztráty turbíny, nazývá se thermodynamickou. Řídí se typem turbíny, konstrukcí, je výsledkem zkušeností a tajemstvím továren. Pro turbíny malých výkonů je malá. Tak pro pomocné malé turbíny až jen 20%. Zhruba lze ji odhadnouti pro turbíny asi 700 kW na 65%, pro velké asi 30.000 kW na 85% až 86%. V reklamních prospektech udává se i 87%. Rovněž

účinnost generátoru závisí na výkonu a je asi 90 až 98%. Obě účinnosti η_t , η_{el} vztahují se na výkony, pro něž jsou stroje dimensovány. V provozu však mohou být stroje méně zatíženy nebo přetíženy. V obou případech klesá η_t , kdežto η_{el} při částečném zatížení klesá, při přetížení zcela nepatrně stoupá.

Je-li výkon generátoru měřený na svorkách N kW, je spotřeba páry za hodinu

$$G = C_{el} \cdot N \text{ kg/h.} \quad (9)$$

Schema parní turbíny. Vytéká-li pára z prostoru, v němž je tlak p_1 , do jiného prostoru, kde je tlak p_2 , dosáhne se rychlosti dané vzorcem (6). Jde o to využít kinetickou energii parního



Obr. 2.

paprsku. Základní konstruktivní myšlenka je tato: Do prostoru, jenž má tvar prstenu, přivádí se pára od kotlů (obr. 2a). Na boční stěně jsou buď dokola nebo jen po části obvodu vhodně konstruované otvory, zvané rozváděcí kanály. Jimi protéká pára do prostoru, kde je tlak p_2 . V něm je kotouč nesoucí na svém obvodu lopatky oběžné. Tyto lopatky jsou velmi přesně vyrobeny a jejich profil tak konstruován, aby parní paprsek vystupující z rozváděcích kanálů co nejvýhodněji z původního směru odklonily a tím převzaly energii pohybovou, jež se přenáší pak hřídelem k poháněnému stroji. Po proběhnutí oběžnými lopatkami pára uniká hrdlem do výfukového potrubí. Prostory s tlaky p_1 a p_2 tvoří tak zvanou turbinovou skříň. Hřídel je opatřena ucpávkami, jež brání unikání páry, a je nesena ložisky vydatně mazanými olejem. V jedné ose s hřídelí turbinovou je hřídel generátoru. Obě spojeny jsou důmyslně konstruovanou spojkou. Toť základní schema jednostupňové parní turbíny.

Středy délek oběžných lopatek leží na t. zv. roztečné kružnici. Myslíme-li si uspořádání rozváděcích kanálů a oběžných lopatek prořiznuto roztečným válcem, tento válec pak rozvinut do náčrtu, dostaneme schema b v obr. 2.

Podle právě popsaného schematu staví se však jen zcela speciální turbíny. Rychlost c_0 je totiž velmi značná a není možno ji v jednom kole ekonomicky využít. (Na př. při $h = 100$ kal je podle (6) $c_0 = 915$ m/sec.) Uspořádá se tedy takových tlakových stupňů řada za sebou. V každém, pevně ve skříni zasazeném, rozváděcím kole rozepne se pára na nižší tlak, který je počátečním pro další stupeň. Každé kolo oběžné převeze příslušnou energii. Tak dostáváme mnohostupňovou turbínu akční. (Obr. 2c.) V turbíně reakční či předtlakové děje se rozpínání páry i v kole oběžném.

Rozdělení turbin. Z rovnice (8''), vidíme, že specifická spotřeba páry, t. j. spotřeba pro 1 kWh, bude tím menší, čím větší bude η_i , η_{ei} (čím budou stroje dokonalejší). Toho dosáhne se účelnou konstrukcí, vhodnou volbou počtu stupňů atd. Nejvíce však rozhoduje spád H . Co největšího spádu docílíme takto: Při zvoleném počátečním stavu (tlaku páry vyráběné v kotli) bude H tím větší, čím menší bude konečný tlak čili protitlak. Nemá-li se páry vycházející z turbíny dále nijak užít (na př. k topení), pak sníží se protitlak až téměř na vakuum. Pod turbínou uspořádá se kondensátor, t. j. válec s mnoha trubkami mosaznými, jimiž probíhá pumpa studenou vodu a vývěva docílí tlaku jen asi 0,07 až 0,03 atm. absol. Pára přicházející z turbíny se v kondensátoru sráží ve vodu a pumpou vhání se zpět do kotlů. To jsou turbíny s kondensací. Vhodnou volbou kotlů lze ještě zvětšit spád zvýšením admisního tlaku a teploty. (Na př. až na 125 atm., 450° C.) Příliš vysoké tlaky však vyžadují velkých investic a vyplácí se tudíž jen při velkých výkonech (aspoň 22.000 kW). Pro malé turbíny užívá se často 15 atm., 350° C, pro větší 20 atm., 375° C a pro velké 30 atm., 400° C, 60 atm., 425° C, 125 atm., 450° C.

Má-li se páry vystupující z turbíny užít k dalším účelům, na př. k topení, vaření, je tím dán konečný tlak (na př. 3 atm.). K takovým účelům slouží turbíny protitlakové.

Neužije-li se veškeré páry k takovým účelům, staví se turbíny odběrové. V místě turbíny, kde je tlak žádaný pro odběr, uspořádá se odběrové hrdlo a ostatní pára pracuje v dalších stupních až eventuálně do vakua.

Někdy pak kromě čerstvé páry přivádí se na vhodném místě turbíny výfuková pára z jiných strojů (na př. pára od parních kladiv). K tomu slouží turbíny dvoutlakové.

Dimensování turbin je úlohou velmi obšírnou. Týká se jednak správného počtu tlakových stupňů, jednak stanovení všech rozměrů (průřezů průtokových a jednotlivých částí) s ohledem na pevnost.

O počtu stupňů rozhoduje kalorický spád, žádaná hospodárnost stroje a konečně i cena. Továrny mají své turbíny typisovány. K výrobě součástí z litiny nebo z lité ocele je třeba dřevěných

modelů, které jsou velmi drahé. Má tedy každý závod pouze určitý počet takových základních modelů, které jsou odstupňovány hlavně podle výkonů turbin. Dá se dokázat, že turbina o více stupních, ale za to s menšími průměry kol, má menší spotřebu páry než turbina s málo stupni o větších průměrech. Proto je třeba k docílení vysoké ekonomie tolika stupňů, že z konstruktivních důvodů není možno užítí jediné skříně. Docházíme tak k ekonomickým turbinám dvou a třítělesovým.

Východiskem pro dimensování je počet obrátek. Ten do jisté míry je dán hnaným strojem. Uvažujme pouze o turbinách pro pohon generátorů. S ohledem na užívaný proud o 50 periodách a na počet magnetických pólů generátoru užívá se pro výkony asi do 700 kW 1500 obrátek, asi do 1200 kW 1000 obrátek, do 60.000 kW 3000 obrátek a pro větší pak 1500 obrátek. Turbiny pro malé výkony jsou ekonomičtější při 4500 až 6000 (i více) obrátkách. Aby se oběma stranám vyhovělo, užívá se ozubeného převodu mezi turbinou a generátorem. Nejčastěji však setkáváme se s agregáty, kde oba stroje mají 3000 obrátek.

Obrátkami omezena je proveditelnost kol. Odstředivé síly, jež namáhají materiál kol, jsou velmi značné, jak patrně z příkladu uvedeného v odstavci o technických jednotkách (rovnice (3)). Největší kolo při zvolených obrátkách bývá namáháno až i 2000 kg/cm².

Konečně je volba obrátek omezena typem, který továrna má v zásobě.

Všimněme si nyní blíže průtoku páry rozváděcími a oběžnými lopatkami. Vyšetřování toto zjednodušuje se tím, že se vyšetřuje pouze pohyb jakéhosi středního vlákna v roztečném válci. Mimoto nahrazuje se rotační pohyb rovnoměrným přímočarým pohybem s rychlostí rovnou obvodové u . Tato zjednodušení jsou přípustná s ohledem na poměrně malé rozměry kanálů proti průměru kol. Střední vlákno vystupuje pod úhlem α_1 s rychlostí c_1 , která s ohledem na ztráty třením je o něco menší, než dříve uvažovaná rychlost c_0 . Klade se $c_1 = \varphi c_0$, kde $\varphi \doteq 0,95$. Poněvadž ve stavu setrvačném ustupují oběžné lopatky s rychlostí u , dostaneme vektorovým složením c_1 a $-u$ relativní rychlost w_1 , s kterou paprsek vstupuje do oběžných lopatek. Směr této rychlosti w_1 musí mít prvý element profilu oběžné lopatky, aby nedocházelo ke ztrátám energie rázy. V oběžném kanálu oběžnou lopatkou odchýlí se paprsek od směru w_1 do směru $w_2 = \psi w_1$, kde $\psi \doteq 0,87$. Přičteme-li k této rychlosti opět vektorově $+u$, dostaneme absolutní rychlost c_2 , s kterou paprsek opouští oběžné kolo. Rozložíme nyní c_1 a c_2 do směru rychlosti u a do směru kolmého. Je patrné, že kolmé složky nebudou přispívat k pohybu ve směru u , tedy budou mírou ztráty. Profil lopatky musí být tak konstruován, aby tyto ztráty byly nejmenší.

(Dokončení.)