

Časopis pro pěstování matematiky a fysiky

Emanuel Klier

O parních turbinách. [I.]

Časopis pro pěstování matematiky a fysiky, Vol. 62 (1933), No. 3, R57--R58,R59--R65

Persistent URL: <http://dml.cz/dmlcz/121793>

Terms of use:

© Union of Czech Mathematicians and Physicists, 1933

Institute of Mathematics of the Academy of Sciences of the Czech Republic provides access to digitized documents strictly for personal use. Each copy of any part of this document must contain these *Terms of use*.



This paper has been digitized, optimized for electronic delivery and stamped with digital signature within the project *DML-CZ: The Czech Digital Mathematics Library* <http://project.dml.cz>

$$1,386.112 + 489.384 = 1,875.496 \text{ JD.}$$

Tím je dáno určité datum v našem kalendáři. Měsíc byl podle udání Mayů 18 dnů stár, tedy asi 3—4 dny za novem. Poblíže novu jsou zátmění slunce. Podívejme se do Oppolzerova „Canon der Finsternisse“, jež ke každému zatmění přímo udává juliánský den. Nalezneme, že zatmění slunce bylo v juliánský den

$$1,875.497 = 31. \text{ X. r. } 422 \text{ po Kr.}$$

Bylo částečné, pro Maye neviditelné.

Datum, jímž jsme se obírali, jest o den dříve, končí se 6 místo 7, je tedy 30. X. r. 422 po Kr.

Řekl jsem, že východiskem čítání bylo asi zatmění Luny, když Mayové tvoří šestiměsíční cykly. Monument udává jednu lunaci, což se vykládá, že datum padne do prvního měsíce. Podle toho bychom 18 dnů před datem čekali zatmění měsíce. Podívejme se do Oppolzera na zatmění nejbližší juliánskému dnu 1,875.478. Skutečně bylo zatmění v den 1,875.482, tedy čtyři dny později. Zatmění bylo částečné a pro Yukatan skoro v zenitu. Předchozí i následující zatmění bylo o 6 lunací vzdáleno.

Neshoda o 4 dny není ještě důvodem proto, abychom hnuli Spindenovým číslem v ahau-rovnici. Lunární data jeví takovou kolísavost o 3 až 4 dny. Mayská astronomie pracovala právě asi s takovou nejistotou. Nezapomeňme, že tu jde o začátky, ovšem o začátky vyjimečně zajímavé, jež ilustrují vývojovou fázi v Eurasii praehistorickou. — Jde tu o věci mimořádně zajímavé. Uveřejnil jsem již o tom něco ve „Vesmíru“ a „Říši hvězd“. Zejména upozorňuji na mayské zpracování Venuše. Je tak jednoduché, že se hodí pro obecné školy.

O parních turbinách.

Ing. Em. Klier.

Úvod. Parních turbin užívá se v první řadě k pohonu elektrických generátorů zvláště na proud střídavý, který je velmi výhodný pro rozvádění elektrické energie do velkých dálek. Setkáváme se s nimi proto ve všech elektrických centrálních kalorických. Užívá se jich také k pohonu kompresorů, pump, transmisí, lokomotiv, lodí a j. Předností parních turbin je, že zaujímají málo místa a že jsou to stroje rotační (odpadají různé obtíže, jež jsou vždy spojeny s pohybem „sem tam“, jaký je u parního stroje).

Obor parních turbin je jak po stránce teoretické, tak konstruktivní neobyčejně zajímavý a rozsáhlý. Vyberu z něho jen tolik,

co postačí k získání celkového přehledu. Za tím účelem podám jen jednoduchý výklad teorie, abych poměrně složitými úvahami nezastínil jádro technického pojetí. Skutečný, podrobný výpočet a teoretické úvahy vycházejí však vždy od přesných fyzikálních podkladů a není snad druhého oboru ve strojnictví, kde by vědecké poznatky měly tak bezprostřední vliv na vývoj k dnešní dokonalosti.

Nehynoucích zásluh o vybudování teorie parních turbin i po stránce konstruktivní získal si profesor curyšské techniky Dr. Aurel Stodola rodem z Liptovského Sv. Mikuláše. Jeho dílo: Dampfund Gasmotoren, vyšlé již v šestém vydání, je takřka evangeliem pro stavbu parních turbin.

Technické jednotky. V technické praxi ustálilo se užívání některých jednotek poněkud odlišných od vědeckého systému $c - g - s$. Pro přehled uvedu ty, jichž v dalším budeme užívat.

Pro délkové míry užívá se nejčastěji mm a m.

Pro plošné míry mm², cm², m².

Pro duté míry cm³, m³.

Rychlosti udávají se v m/sec, urychlení v m/sec². Ve výpočtu užívá se dále úhlových rychlostí. Výsledky pak vztahují se nejčastěji na počet obrátek za 1 minutu. Označíme-li ω úhlovou rychlost, T dobu jedné obrátky, n počet obrátek za minutu, platí tyto vztahy:

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

čili

$$n = \frac{30}{\pi} \omega. \quad (1')$$

Hmota vyjadřuje se v g, kg, q, t. Pro sílu je jednotkou váha 1 kg. V tomto je největší rozdíl údajů technických a fyzikálních. Přes různé návrhy stále udržuje se toto měření sil a nebude asi tak hned odstraněno. Nesporně je technické vyjádření názornější. Jistě lépe dovedeme si představit sílu 1 kg než sílu 1 dyny. Ovšem vědecké vyjádření je zcela přesné a neobsahuje vliv zeměpisné šířky jako technické.

Příklad: Jak velká odstředivá síla působí na každý gram hmoty na obvodu kotouče o průměru 1000 mm, který koná 3000 obr./min. — Odstředivá síla v dynách je

$$F = mr\omega^2. \quad (2)$$

Abychom tuto sílu vyjádřili vahou G , musíme položit

$$F = G \cdot g, \quad (2')$$

kde $g = 9,81 \text{ m/sec}^2$ je urychlení tíže. Z obou rovnic pak dostaneme

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

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/cm² (v technických atmosférách) nebo v kg/m². (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/m³. 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 °C a často jakožto absolutní, t. j. $(273 + t)^\circ \text{C} = T$.

Důležitý je pojem účinnosti či efektu. Dá-li teoreticky hnací 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 kg/cm². 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 kg/cm² a teplotě t_1 je $i_1 = q_1$ 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 .

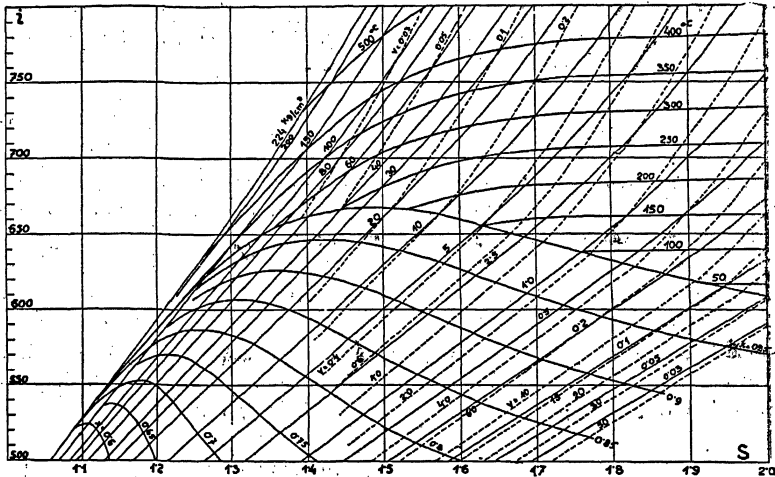
Lze sestrojiti diagram nesmírné důležitosti, v němž všechny podivuhodné vlastnosti vodní páry jsou zobrazeny s neobyčejnou jasností. Od zvoleného počátku pravoúhlých souřadnic nanáší se S jako úsečky a i jako pořadnice. Z veličin p, v, t, x, i, S jsou dvě libovolné, ostatní jsou pak již dvěma stanoveny. Zvolme si určitý tlak $p = p_1$. Pak pro různá S dostaneme z našich pokusů výše popsanych příslušná i . V diagramu vyznačme body o těchto souřadnicích (S, i) a spojme 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 (Teplu; nejnovější lze objednat u Springerera 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 rovnu nule. To však neznamená, 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 necht' 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 protékat, 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

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

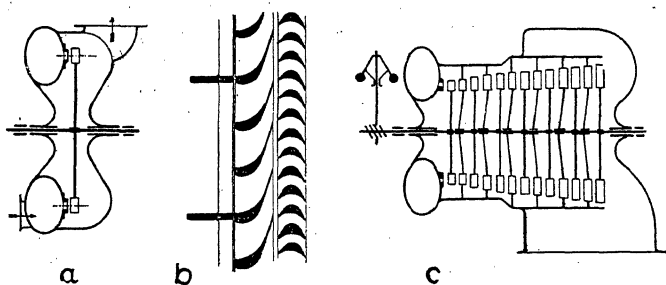
Zmíněná účinnost η_t skládá se z řady různých faktorů. Jimi vyjádřeny jsou všechny ztráty, jako vnitřní tření páry, tření v ložiskách, spotřeba energie pro pohon olejové pumpy nutné pro mazání ložisek a jiné. Pokud jedná se o ztráty tepelné, jeví se v diagramu tak, že do konečného stavu nedospějeme po 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 turbinky 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 dimenzovány. 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 využítí 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. Totž základní schema jednostupňové parní turbíny.

Středy délek oběžných lopatek leží na t. zv. roztečné kružnici. Myslíme-li si uspořádání rozváděcích kanálů a oběžných lopatek proříznuto 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 převezme 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_t , η_{el} (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 proháná 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 eventuelně 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 obsírnou. 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 typisované. 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 $\varphi = 0,95$. 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 mítí 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 $\psi = 0,87$. Příkladně-li k této rychlosti opět vektorově $+u$, dostaneme absolutní rychlost c_2 , s kterou paprsek opouští oběžné kolo. Rozložme nyní c_1 a c_2 do směru rychlosti u a do směru kolmého. Je patrné, že kolmé složky nebudou přispívati k pohybu ve směru u , tedy budou mírou ztráty. Profil lopatky musí být tak konstruován, aby tyto ztráty byly nejmenší.

(Dokončení.)