

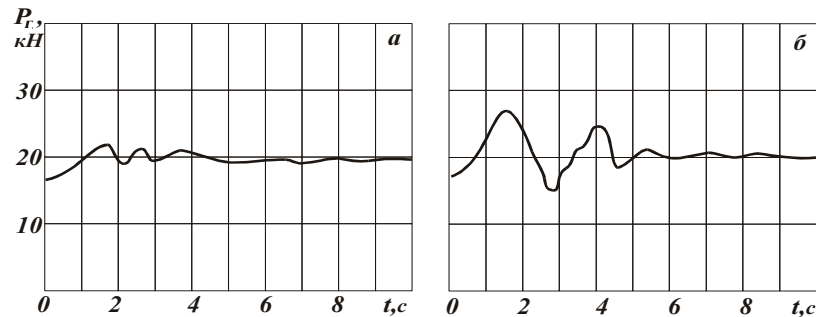


Рис. 4. Залежність зусилля у тяговій ланці трелювального обладнання машини ЛТ-157 від час зрушення: а – на I передачі; б – на IV передачі.

Коливання пакету деревини із захватом за такого режиму зрушення викликає ударні навантаження в шарнірі захвату, що зумовлює збільшення тривалості процесу перехідного режиму і навантаженості елементів трансмісії і технологічного обладнання. Тому рух з вантажем під час виконання трелювальних робіт доцільно починати з найнижчих передач робочого діапазону в ділянці коробки передач.

В результаті проведення досліджень отримані експериментальні дані про навантаження деталей трансмісії за різних режимів експлуатації, а також виявлено, що через конструктивні особливості трелювальних машин і умови їх експлуатації розподіл динамічного крутного моменту нерівномірний: задні півосі можуть бути перевантажені в 1,5...2,0 рази порівняно з передніми.

Розміщення вимірювальної і реєструвальної апаратури під час проведення експериментальних досліджень, а також прийнята методика отримання необхідної інформації забезпечили заміри досліджуваних параметрів з достатньою для практики точністю.

Наведені результати експериментальних досліджень з визначення навантажень трансмісії в характерних умовах експлуатації дозволили отримати потрібну інформацію про них, яка може бути використана для розробки конкретних заходів із вдосконалення конструкції трансмісії колісних трелювальних машин та її компонування (зокрема, перерозподілу мас між осями машини), що буде сприяти більш рівномірному розподілу крутних моментів під час транспортування деревини.

Література

1. Белов С.М., Солонский А.С. Тракторы. Ч. IV. Испытания. Под общ. ред. В.В.Гуськова. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 182 с.
2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
3. Балабин И.В., Куров Б.А., Лаптев С.А. Испытания автомобилей. – М.: Машиностроение, 1988. – 192 с.
4. Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М. и др. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.

ANALÝZA ZMĚN OPTIMÁLNÍ RYCHLOSTI PŘI TRANSFORMACI ENERGIE RŮZNÝMI ENERGETICKÝMI ZDROJI

Obecnou metodou zjišťování energetického minima, použitou při analýzách v předloženém článku, lze na základě příkonové funkce, charakterizující energetickou náročnost daného pracovního procesu, nalézt energetický zdroj umožňující práci agregátu v optimálním režimu vzhledem k pracovnímu procesu přicházejícímu v úvahu. Známe-li příkonovou funkci charakterizující energetickou náročnost daného pracovního procesu, můžeme usoudit, zda navržený agregát je pro daný pracovní proces vhodný, nebo naopak.

Analysis of the Change of Optimal Speed in the Transformation of Power by Different Power Sources

The power source enabling the work of the aggregate in an optimal regime needed for the process of work under study can be found on the basis of the power input function characterising the need for power in the work process is known, it can be inferred whether or not the proposed aggregate is suitable for the given process.

V pojednáních (Janeček, 1996), zabývajících se obecným rozбором vztahů mezi měrným odporem a spotřebou práce na objemovou jednotku opracované hmoty, byly odvozeny podmínky, za kterých nastává energetické minimum práce agregátu. Byla sledována změna optimální rychlosti (v závislosti na změně pracovního odporu agregátu a jeho příkonové funkce), která je určujícím prvkem při hledání optimální rychlosti agregátu.

Kromě změny měrného pracovního odporu a následné reakce agregátu na tuto změnu novou rychlostí, charakterizující optimum, byla analyzována změna optimální rychlosti ve vztahu ke změně statických veličin, určujících optimální rychlost agregátu, tj. pracovního záběru, pracovní hloubky nebo velikosti materiálového toku. Uvedené obecné rozборы byly umožněny použitím obecného implicitního výrazu pro optimální rychlost, který byl nalezen ve tvaru

$$v_p = \frac{f(v_p)}{\frac{\partial f(v_p)}{\partial v}} \quad (1)$$

kde: v_p – optimální rychlost; $f(v_p)$ – příkonová funkce v optimální rychlosti

V předkládaném článku analyzujeme (při použití uvedeného obecného implicitního výrazu pro optimální rychlost agregátu) změnu optimální rychlosti při transformaci energie různými energetickými zdroji a při zachování konstantních pracovních podmínek.

Metodika

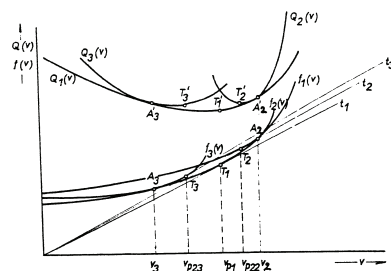
V předkládaném článku, za pomoci obecné metody zjištění energetického minima agregátu a za použití obecného implicitního výrazu pro optimální rychlost, je sledována změna optimální rychlosti stejného pracovního stroje v závislosti na různých energetických zdrojích, pracujících s různými účinnostmi, které mají optimum při různých rychlostech. Rozbor umožňuje kvalitativně sledovat změnu optimální rychlosti při použití různých energetických měničů u jednoho a téhož pracovního stroje.

Dále pak analýzou stanovíme absolutní energetický extrém, charakterizovaný odpovídající optimální rychlostí celého systému energetických měničů, pracujících s jedním pracovním strojem v agregaci.

Vlastní Práce

V práci analyzujeme energetickou náročnost agregátu s neměnnými pracovními podmínkami a neměnným pracovním strojem, mění-li se energetický zdroj agregátu. Účinnost energetických zdrojů je charakterizováno různou rychlostí.

Pro další analýzu zavádíme příkonovou funkci $f_i(v)$. Tato funkce je výrazem závislosti příkonu na pracovní rychlosti a agregátu. Příkon $f_i(v)$ dodává pracovnímu stroji ideální energetický zdroj, pracující s účinností $\eta_{\max}$ v celém analyzovaném intervalu rychlostí.



Obr. 1. Grafické znázornění vlivu různých energetických zdrojů na velikost optimální rychlosti

Graphical representation of the effect of different power sources on the magnitude of optimal speed

kde: $f_1(v)$ – obálka příkonů $f_n(v)$; $f_2(v)$, $f_3(v)$ – příkonové funkce; $Q_1(v)$ – obálka měrných prací; $Q_2(v)$, $Q_3(v)$ – měrné práce; $T_{1,2,3}$ – tečné body; $T'_{1,2,3}$ – minima měrných prací; $A_{2,3}$ – tečné body příkonových funkcí s obálkou příkonů; $A'_{2,3}$ – tečné body měrných prací s obálkou měrných prací; v_{p22} , v_{p23} – rychlostní souřadnice tečných bodů; v_{p22} , v_{p23} – optimální rychlosti

Zavedené funkce $f_i(v)$ se dotýkají v tečných bodech A_n (obr. 1) příkonové funkce $f_n(v)$, které dostáváme transformací energie v časové jednotce určitým energetickým zdrojem, jehož účinnost je funkcí rychlosti a která dosahuje maximální účinnosti $\eta_{\max}$ v tečném bodě A_n . Mimo zavedené příkonové funkce zavádíme funkce měrných prací $Q_n(v)$ dotýkajících se funkce měrné práce $Q_I(v)$. Funkce měrných prací jsou dány vztahem příkonové a výkonnostní funkce ve tvaru

$$Q_1(v) = \frac{f_1(v)}{W(v)} \quad (2)$$

$$Q_n(v) = \frac{f_n(v)}{W(v)} \quad (3)$$

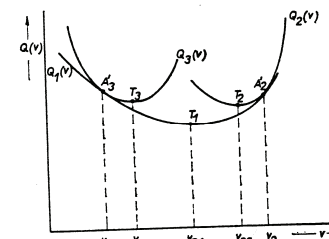
kde: $W(v)$ – výkonnostní funkce; $f_i(v)$, $f_n(v)$ – příkonové funkce (obr. 1); $Q_I(v)$, $Q_n(v)$ – funkce měrné práce vztažené na jednotku objemu opracované hmoty

Geometrické Interpretace Analyzovaného Problému

Předpokládejme, že je dána příkonová křivka $f_i(v)$ a dále pak příkonové křivky dané funkcemi $f_n(v)$. Příkonové křivky $f_n(v)$ se dotýkají křivky $f_i(v)$ v bodech A_n . Hledíme, v jakém vztahu jsou k sobě body A_n příkonových křivek f_n a dále pak dotykové body křivek měrných prací $Q_I(v)$ – $Q_n(v)$, (A'_n) (jejich rychlostní souřadnice). Měrné práce jsou dány rovnicemi (2), (3).

V následujícím rozboru pojednáme o tom, v jakém vzájemném vztahu jsou rychlostní souřadnice dotykových bodů křivek měrných prací $Q_n(v)$, $Q_I(v)$, optimální

rychlosti křivek $Q_n(v)$ a optimální rychlost energetického minima křivky měrné práce $Q_I(v)$ (obr. 2). V rozboru se opíráme o některé výsledky (Janeček, 1996) jejichž odvození pro zdlouhavost neuvádíme.



Obr. 2. Grafické znázornění vztahů dotykových bodů křivek Q_1 , Q_n a jejich minim

Graphical representation of the relations of the contact points of curves Q_1 , Q_n and their minimum

kde: $Q_I(v)$ – obálka měrných prací; $Q_2(v)$, $Q_3(v)$ – křivky měrných prací; T_1 , T_2 , T_3 – body minima

Sledujeme nejprve vztah mezi rychlostní souřadnicí dotykového bodu $A_2(A'_2)$ a optimální rychlosti v_{p2} , dotýká-li se křivka měrné práce $Q_2(v)$ křivky $Q_I(v)$ napravo od optimální rychlosti v_{p1} (obr. 2). Je-li funkce měrné práce $Q_I(v)$ stoupající, pak musí splňovat nerovnost

$$\frac{\partial Q_I(v)}{\partial v} > 0 \quad (4)$$

kde: $\frac{\partial Q_I(v)}{\partial v}$ – první parciální derivace měrné práce podle v

Provedením derivace funkce měrné práce dostáváme výraz rozhodující o znamení ve tvaru

$$\frac{\partial f_1(v)}{\partial v} \cdot v - f_1(v) \quad (5)$$

Platí-li nerovnost

$$\frac{\partial f_1(v)}{\partial v} \cdot v - f_1(v) > 0 \quad (6)$$

křivka $Q_I(v)$ je stoupající a jestliže platí nerovnoměrnost opačná k (6), je funkce $Q_I(v)$ klesající.

Z experimentálních měření vyplývá, že hodnoty derivací příkonových funkcí mají v oblasti nízkých rychlostí malé hodnoty, které směrem do hodnot vyšších rychlostí prudce stoupají. Proto je nerovnost (6) splněna v oblastech vyšších rychlostí. V oblasti nižších rychlostí platí nerovnost opačná k nerovnosti (6).

Z řečeného vyplývá, že funkce $Q_I(v)$ je v oblasti nízkých rychlostí klesající a naopak v oblasti vyšších rychlostí stoupající. Pro křivku měrné práce $Q_2(v)$ platí obdobná úvaha.

Pro optimální hodnoty v_{p1} , v_{p2} platí rovnice

$$\frac{\partial f_1(v_{p1})}{\partial v} \cdot v_{p1} - f_1(v_{p1}) = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial f_2(v_{p2})}{\partial v} \cdot v_{p2} - f_2(v_{p2}) = 0 \quad (8)$$

V literatuře (Janeček, 1996) bylo uvedeno, že platí pro tečný bod A'_2 křivek Q_1, Q_2

$$\frac{\partial Q_1(v_{A2})}{\partial v} = \frac{\partial Q_2(v_{A2})}{\partial v} \quad (9)$$

Proto platí vztah

$$\frac{\partial f_1(v_{A2})}{\partial v} \cdot v_{A2} - f_1(v_{A2}) = \frac{\partial f_2(v_{A2})}{\partial v} \cdot v_{A2} - f_2(v_{A2}) > 0 \quad (10)$$

Poněvadž v_{p2} splňuje rovnici

$$\frac{\partial f_2(v_{p2})}{\partial v} \cdot v_{p2} - f_2(v_{p2}) = 0 \quad (11)$$

dále rychlost v_{A2} splňuje nerovnost

$$\frac{\partial f_2(v_{A2})}{\partial v} \cdot v_{A2} - f_2(v_{A2}) > 0 \quad (12)$$

musí platit nerovnost

$$v_{p2} < v_{A2} \quad (13)$$

Z rozboru vyplývá, že dotykový bod A'_2 křivek měrných prací Q_1, Q_2 , ležící napravo od optimální rychlosti v_{p1} , má rychlostní souřadnici posunutou směrem do oblasti vyšších rychlostí vzhledem k optimální rychlosti v_{p2} .

Obdobnou úvahu můžeme uvést pro dotykový bod A'_2 , ležící od optimální rychlosti v_{p1} nalevo (obr. 2). Z rozboru (Janeček, 1996) byla obdržena nerovnost

$$v_{p2} > v_{A2} \quad (14)$$

Z nerovnosti (14) je patrné, že optimální rychlost křivky měrné práce $Q_2(v)$ je posunuta směrem do oblasti vyšší rychlosti vzhledem k rychlostní souřadnici v_{A2} tečného bodu A'_2 křivek Q_1, Q_2 .

Analýzou vztahů rychlosti v_{p1} , tj. rychlosti charakterizující minimum křivky $Q_1(v)$, a optimální rychlosti charakterizující minimum křivky $Q_2(v)$ vyplynulo (Janeček, 1996):

Funkční hodnoty minima křivek $Q_n(v)$ jsou uvnitř poloviny vytvořené křivkou $Q_1(v)$. Hodnoty $Q_n(v)$ jsou vyšší než hodnota minima křivky $Q_1(v)$, která ve svém extrému představuje absolutní minimum analyzované soustavy křivek. Výjimku z uvedeného tvoří funkce $f_n(v)$, z níž vyplývá funkce $Q_n(v)$, která má dotykový bod A'_n v bodě s rychlostní souřadnicí $v_{pn} = v_{p1} = v_{An}$ a jejíž souřadnice je totožná s rychlostní souřadnicí absolutního minima v_{p1} .

Ve zvláštním případě, tvoří-li křivky $f_n(v)$ parametrickou soustavu křivek daných rovnicí

$$F(v, \gamma, a) = 0 \quad (15)$$

kde: v – pojezdová rychlost; γ – hodnota příkonové funkce příslušející dané rychlosti; a – parametr, pak z rovnice vyplývá:

$$\frac{F(v, \gamma, a)}{\partial a} = 0 \quad (16)$$

Vyjádříme-li parametr a a dosadíme-li jej do rovnice (15), dostáváme rovnici $G(v, \gamma)$, která je obalovou křivkou $f_n(v)$.

Tatáž úvaha platí i pro soustavu křivek $Q_n(v)$. Tvoří-li křivky $Q_n(v)$ parametrickou soustavu křivek daných rovnicí (17).

$$\psi(v, \gamma_1, a) = 0 \quad (17)$$

kde: γ_1 – hodnota měrné práce příslušející dané rychlosti; a – parametr a vyjádříme-li z rovnice

$$\frac{\partial \psi(v, \gamma_1, a)}{\partial a} = 0 \quad (18)$$

parametr a a dosadíme-li jej do rovnice (17), dostáváme

$$x(v, \gamma_1) = 0 \quad (19)$$

kteřá je obalovou křivkou soustavy křivek $Q_n(v)$.

Vyjádříme-li parametr a z rovnice

$$\frac{\partial \psi(v, \gamma_1, a)}{\partial \gamma_1} = 0 \quad (20)$$

a dosadíme-li jej do rovnice (17), dostáváme množinu minima křivek měrných prací, vztažených na jednotku objemu opracované hmoty, daných obecně rovnicí

$$\pi(v, \gamma_1) = 0 \quad (21)$$

Tato nově zavedená funkce (21) leží uvnitř poloviny tvořené křivkou $Q_1(v) = f_1(v) [W(v)]^{-1}$ a dotýká se funkce $Q_1(v)$ v rychlostní souřadnici v_{p1} .

Závěr

Dosavadní práce, které vedly ke stanovení optimální rychlosti agregátů, se dělaly převážně graficko-výpočetní cestou. Takto nalezený extrém odpovídal vždy jednomu agregátu. Jestliže bylo analyzováno optimum agregátu určitého typu, předpokládalo to řadu experimentálních zkoušek, kterými bylo možné graficky vytvořit spojnicí jednotlivých optim agregátů.

Při tomto řešení obvykle nebylo nalezeno absolutní minimum pro daný typ agregátu. Je to proto, že nebylo možné uskutečnit experimentální měření v požadovaném rozsahu a dále pak proto, že není možné zachovat pracovní podmínky agregátů konstantní.

Metodou uvedenou v předloženém článku lze na základě znalosti funkce $f_1(v)$, charakterizující energetickou náročnost daného pracovního procesu, nalézt energetický zdroj umožňující práci agregátu s optimálním režimem (vzhledem k předpokládanému pracovnímu procesu). Naopak, známe-li obalové křivky $G(v, \gamma)$ a $\pi(v, \gamma_1)$, můžeme posoudit, zda navržený agregát s charakteristikami $f_n(v)$, $Q_n(v)$ je pro daný pracovní proces vhodný, nebo nikoli.

Obecně lze říci, že funkční hodnoty minim křivek měrných prací (vztažených na jednotku objemu opracované hmoty Q_n , charakterizujících agregáty s daným pracovním strojem a různými energetickými zdroji) jsou uvnitř poloviny vytvořené křivkou $Q_1(v)$, charakterizující měnou práci agregátu, tedy pracovní stroj – ideální energetický zdroj s konstantní účinností $\eta_{\max}$. Hodnoty měrných prací $Q_n(v)$ jsou vyšší než hodnota minima měrné práce $Q_1(v)$, která představuje absolutní minimum analyzované soustavy křivek $Q_n(v) - Q_1(v)$.

Výjimku tvoří příkonová funkce $f_n(v)$, z níž vyplývá funkce $Q_n(v)$, která má dotykový bod A_n v bodě s rychlostní souřadnicí $v_{pn} = v_{pl} = v_{An}$ a jejíž souřadnice v tomto případě je totožná s rychlostní souřadnicí absolutního minima $vp1$. To znamená, že pro určité konkrétní podmínky je nutné konstruovat agregát s takovými parametry, které umožní práci agregátu v okolí rychlosti, charakterizující absolutní extrém.

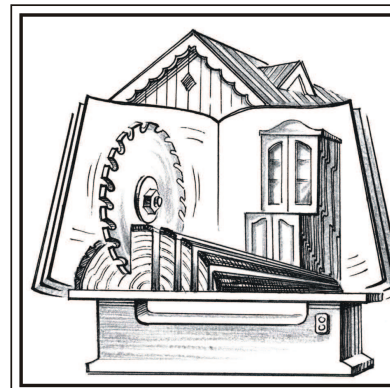
Teoretické vývody byly verifikovány experimentálním sledováním vyvážených systémů TERRI 20-20, TERRI 20-40. Experimenty potvrdily teoretické vývody.

Literatura

1. JANEČEK, A.: Teorie obecné systémové analýzy optimalizace parametrů lesní techniky a její verifikace ČZU LF (GAČR), 1996, 78 s.

2. MIKLEŠ, M. a kol.: Interakcia adaptér lesného stroja, stroj, předmět práce a určení základných technických a technologických parametrov stroja, správa etapy výskumného projektu, LF TU Zvolen, 1993, 81 s.

3. MIKLEŠ, M., DANKO, M.: Aplikácia metódy konečných prvkov při návrhu rezného mechanismu ťažobných strojov, In: Acta Facultatis Forestalis, XXV, Zvolen, 1993, s. 279-288.



Розділ III

ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАТКУВАННЯ ДЕРЕВООБРОБНИХ ПІДПРИЄМСТВ

УДК 684.001.2

Доц. С.В. Гайда, к.т.н. – УкрДЛТУ

РОЗРАХУНОК КОРПУСУ МЕБЛЕВОГО ВИРОБУ НА МІЦНІСТЬ

Дается розрахунок міцності корпусу меблевого виробу. Наводиться детальна методика визначення граничних значень товщини плити в найбільш небезпечних перерізах та приклади розрахунку.

S.V. Gayda – USUFWT

Calculation of a body of a furniture workpiece on strength

The strength calculation of a body of a furniture workpiece is given. The detail technique of definition of limiting values of thickness of a table in most dangerous section and examples of calculation is resulted.

Будь-який меблевий виріб перевіряють на міцність, зокрема, починають з розрахунку міцності корпусу. При цьому виходять з таких міркувань. Найбільш небезпечні напруження виникають у вузлах корпусу виробу в процесі його переміщення в момент зустрічі ніжки з перешкодою (рис. 1). Як результат – виріб нахиляється від дії сили P , що показано пунктирними лініями.

Зусилля P для переміщення виробу визначається з виразу суми моментів, наприклад, від точки А, та при умові, що $H \gg h$, $h \Rightarrow 0$, маємо:

$$\{P(H-a) = \frac{(Q_1 + Q_2) \cdot \ell}{2}(g)\} \Rightarrow \{P = \frac{(Q_1 + Q_2) \cdot \ell g}{2(H-a)}\}, \quad (1)$$

де: Q_1 – маса виробу, кг; Q_2 – маса предметів, що зберігаються у виробі (для розрахунків – $Q_2 = 0,5 \dots 2Q_1$), кг; g – прискорення вільного падіння, м/с²; ℓ – відстань від опори (ніжки) до місця прикладання сили P , м; H – висота виробу, м; a – відстань від горішнього щита до місця прикладання сили P (для розрахунків приймаємо – $a = 1/4H$), м.

Якщо горизонтальне переміщення виробу проводити повільно, після його повного звільнення від предметів, що там зберігаються ($Q_2 = 0$), то для розрахунку максимального навантаження на бокову стінку виробу при горизонтальному переміщенні рекомендується така формула: