

# Sniženje ekstremnih naprezanja u listu tračnih pila regulacijom kuta ukrštenosti kotača

## REDUCTION OF EXTREME STRESSES ON BAND-SAW BLADES THROUGH REGULATION OF THE CROSS-ALIGNMENT ANGLE OF THE PULLEYS

Mario Štambuk, dipl. ing.  
Zagreb

UDK 630\*822.34

Prispjelo: 16. studenog 1987.  
Prihvaćeno: 5. travnja 1988.

Prethodno priopćenje

### Sažetak

Ekstremna naprezanja koja djeluju u pazuhu zuba lista tračne pile, povremeno mogu prelaziti granicu izdržljivosti materijala pilne trake, te uzrokovati pukotine zamora. Zbog toga se povećavaju troškovi održavanja lista pile i njihov utrošak u pilanskim pogonima. Pogodnim podešavanjem kuta ukrštenosti osi kotača pile moguće je u nekim slučajevima znatno smanjiti ekstremna naprezanja.

Ključne riječi: tračna pila — list tračne pile — ukrštenost kotača — smanjivanje ekstremnih naprezanja u listu tračne pile.

### Summary

Extreme stresses upon the gullets of band-saw blade teeth can at times exceed the dynamic strength of the saw blade material and cause fatigue cracks. This results in increased maintenance and purchasing cost for tools in saw mills. The proper adjustment of the cross-alignment angle of a band-saw can in certain situations significantly reduce the level of extreme stresses.

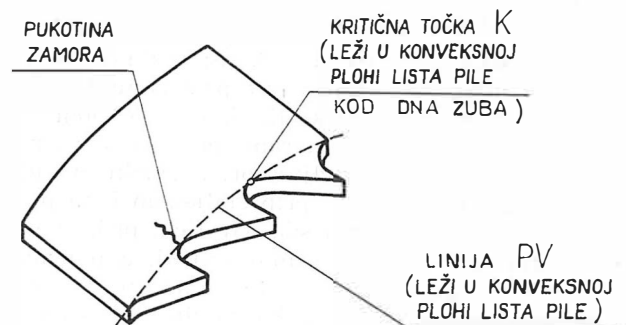
Key words: band-saw — band-saw blade — cross-aligning of band-saw pulleys — reduction of extreme stresses in band-saw blades.

## 1. UVOD

List pile je jedan od najopterećenijih dijelova tračne pile. U radu je pilna traka na pojedinim mjestima napregnuta do blizu granice dinamičke izdržljivosti materijala. Na tim kritičnim mjestima povremeno može dolaziti i do njezina prekočačenja. Zbog toga nastaju pukotine uslijed zamora materijala (slika 1), koje se obično javljaju kod dna pazuha zuba na mjestima gdje, zbog koncentracije silnica naprezanja, nastaju ekstremna, najveća naprezanja. Ove pukotine dovode do smanjenja vijeka trajanja lista, a time i do osjetnog porasta troška nabavke i održavanja alata.

Da bi se produžio vijek trajanja lista i smanjili troškovi eksploatacije tračnih pila, korisno je sniziti ekstremna naprezanja u listu, tako da se pri tome ne mijenja sila zatezanja lista na kotačima. Radi toga se u praksi posvećuje posebna pažnja pravilnom izbrušavanju dna zuba, a ponekad se primjenjuju posebni postupci obrade lista u području pazuha zuba.

U radu se predlaže postupak za sniženje maksimalnih naprezanja u pazuhu zuba. Pogodnom analizom pokazat će se da ova ekstremna naprezanja ovise i o kutu ukrštenosti osi kotača  $\lambda$ , slika 2. Iz toga proizlazi da se podešavanjem kuta ukrštenosti  $\lambda$  mogu smanjiti ekstremna naprezanja u pazuhu zuba. Pri otklanjanju veće ukrštenosti, ovo smanjenje može biti znatno.

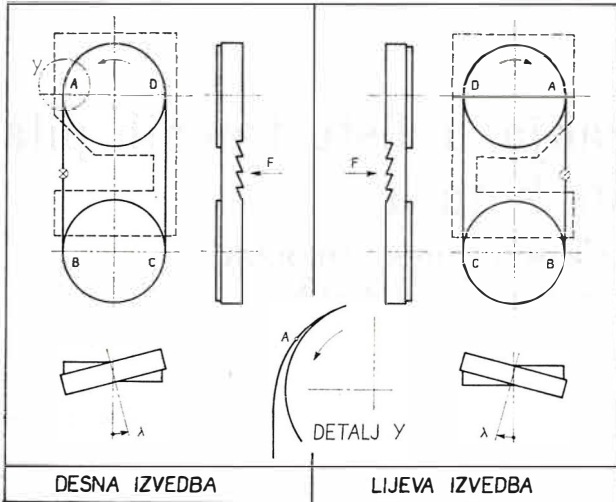


Slika 1 — List tračne pile savijen preko kotača (detalj)  
Figure 1 — Band-saw blade bent across a pulley (detail)

## 2. KOMPONENTE NAPREZANJA U KRITIČNOJ TOČKI K

U literaturnim izvorima [1] do [9] detaljno su razmatrane komponente naprezanja koje opterećuju list pile; opisani su njihovi uzroci, veličine i druge karakteristike, što se ovdje neće ponavljati. Zato će u predstojećoj analizi biti tretiran samo onaj dio problematike naprezanja lista pile koji je potreban da se odredi mjesto i iznos ekstremnog naprezanja.

Ako se zamisli linija PV u konveksnoj plohi lista pile kao na slici 1, onda se, kako je poznato [4], ekstremno naprezanje pojavljuje u kritičnim



Slika 2 — Skice stalaka vertikalnih tračnih pila trupčara desnih i lijevih izvedbi.

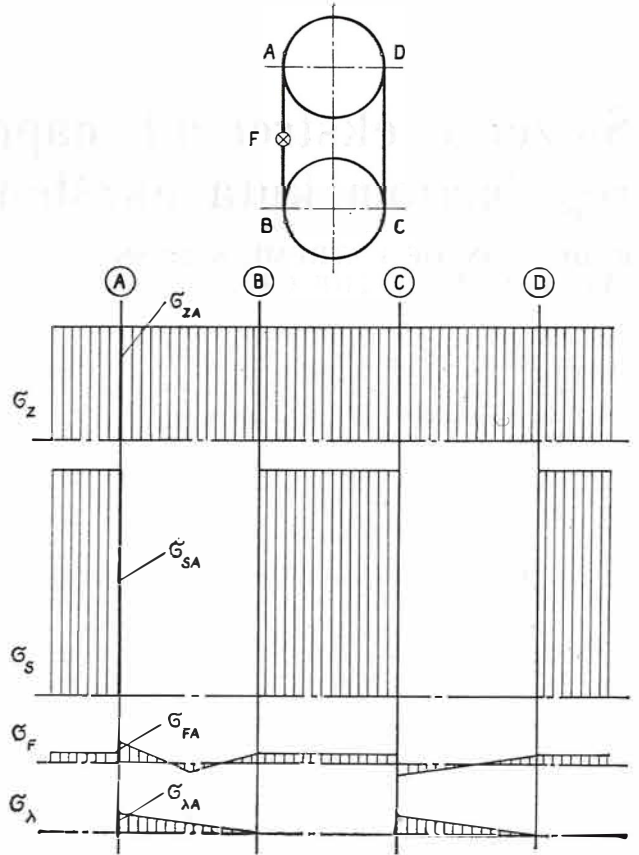
Figure 2 — Sketch of vertical log bandmill stands, right and left versions (according to DIN 8815)

A, B, C, D — oznake karakterističnih pozicija na stroju;  $F$  — posmična sila (komponenta rezultirajuće sile rezanja kojom obradak djeluje na list pile u smjeru posmaka);  $\lambda$  — pozitivni smjer kuta ukrštenosti osi kotača; detalj y — karikirani prikaz karakterističnog mjesta A, koje je definirano kao prva točka slobodne radne grane lista pile, pošto se list odvoji od gornjeg kotača; desne i lijeve izvedbe tračnih pila definirane su prema DIN 8815.

točkama K, koje se nalaze u blizini mjesta gdje linija PV tangira dno pazuha zuba. Prema tome, kod teorijske analize ekstremnih napreznaja u listu pile, dovoljno je pratiti one komponente napreznaja koje se pojavljuju u jednoj od točaka K, tijekom ophoda promatrane točke oko oba kotača.

Radi analize je na slici 3. usporedno izložena skupina dijagrama. Za svaku prikazanu komponentu napreznaja u točki K, dan je posebni dijagram. Zajedno ovi dijagrami pružaju sliku napreznaja, kakva se pojavljuje pri normalnom radu podešenog stroja i dobro pripremljenom listu pile, te kada nema ekscesnih sila. Grafički prikazi nekih komponenata su pojednostavljeni, a pojedine sastavnice napreznaja, koje nisu značajne za ovu analizu, izostavljene su. Tako na slici 3. nisu prikazane komponente napreznaja uslijed: bombea kotača, valjanja lista pile, naklona kotača, radijusa leđnog brida lista pile, centrifugalne sile, neravnomjernog zagrijavanja lista pile, sile rezanja, lateralnog pomicanja lista po vijencu kotača, savijanja zubi i dr.

Budući da se rad bavi također proučavanjem ukrštenosti osi kotača, posebno se objašnjava ovaj fenomen. Naime, nakon uklanjanja ukrštenosti, što se prema uputama proizvođača pilanskih tračnih pila obavlja uz pomoć viska, ostaje greška izravnjanja u obliku malog zaostalog kuta  $\lambda$ , slika 2. Dopusćeni iznos ove pogreške prema preporuci [3] jest 1 mm/1000 mm (1%). Najveće napreznaje uslijed kuta ukrštenosti kotača pojavljuje se na točkama A i C, slika 3. Pri tome je u dijagramu uzeto u obzir i napreznaje zbog korekcije naklona kotača, koje radnik ubičajaje-



Slika 3 — Usporedni pogled komponenata napreznaja u kritičnoj točki K lista tračne pile na raznim mjestima stroja (Pojednostavljeni prikaz za desnu izvedbu stroja)

Figure 3 — Comparative survey of individual stress components at critical point K of a band-saw blade in various positions

A, B, C, D, — oznake karakterističnih pozicija na stroju;  $F$  — posmična sila;  $\sigma_z$  — napreznaje uslijed zategnutosti lista pile na kotačima;  $\sigma_s$  — napreznaje uslijed savijanja lista pile oko kotača;  $\sigma_F$  — napreznaje savijanja uslijed posmične sile  $F$ ;  $\sigma_\lambda$  — napreznaje savijanja uslijed ukrštenosti osi kotača; dodatni indeks A uz oznaku  $\sigma$  označava napreznaje na mjestu A.

no obavlja da bi kut  $\lambda$  prilagodio iznosu istake zuba izvan vijenca kotača. Proračun napreznaja uslijed ukrštenosti osi kotača obavlja se na osnovi poznatih jednadžbi, v. lit. [8]. Ove ovisnosti pokazuju da je napreznaje uslijed ukrštenosti osi kotača proporcionalno s kutom  $\lambda$ , koji može biti i negativan, slika 2.

Napreznaje uslijed posmične sile  $F$  ima promjenljiv tok na raznim točkama stroja, slika 3, i ono se izračunava na osnovi poznatih izraza prema lit. [2]. Značajno je da se ekstremno napreznaje pojavljuje u točki A, te da je ono na tom mjestu višestruko veće nego napreznaje uzrokovano silom  $F$  na ostalim mjestima.

Za potrebe analize napreznaja treba preciznije odrediti mjesto točke A, na kojoj se pojavljuje ekstremno napreznaje. Točka A je određena kao prva točka slobodne radne grane lista pile pošto se list odvojio od oboda gornjeg kotača. Simetrično su zamišljene i točke B, C i D, slika 2. Iako je u točki A list pile već odvojen od vijenca

kotača, on zadržava zakrivljenost koja približno odgovara radiusu kotača, pa time zadržava i odgovarajuće napreznaje savijanja  $\sigma_s$  u liniji PV.

### 3. NAPREZANJE NA DNU ZUBA, KADA SE KRITIČNA TOČKA K NALAZI NA MJESTU A STROJA

Iz usporednih dijagrama na slici 3. lako je uočljivo da suma komponenata napreznaja  $\sigma_z + \sigma_s + \sigma_F + \sigma_\lambda$ , koja djeluje u točki K, postiže najveću vrijednost kad se nalazi na mjestu A, blizu točke gdje se list odvaja od gornjeg kotača. Promatrajući dijagrame na slici 3, i uzimajući u obzir fenomen koncentracije napreznaja, može se definirati ekstremno napreznaje:

$$\sigma_e = \beta_{LP} (\sigma_{ZA} + \sigma_{SA} + \sigma_{FA} + \sigma_{\lambda A}) \quad (1)$$

$$\sigma_e = \beta_{LP} (\sigma_{ZA} + \sigma_{SA} + \sigma_{FA}) + \beta_{LP} \cdot \sigma_{\lambda A} \quad (2)$$

$$\sigma_e = \beta_{LP} (\sigma_{ZA} + \sigma_{SA} + \sigma_{FA}) + \beta_{LP} \cdot \lambda \cdot k \quad (3)$$

U navedenim jednadžbama  $\beta_{LP}$  označuje faktor koncentracije napreznaja u točki K, koji u ovome slučaju obuhvaća utjecaj suženja presjeka pilne trake uslijed ozubljenja, i utjecaj sitnih zarezata nastalih djelovanjem brusova tijekom oštrenja, Sa  $k$  je označen odnos  $\sigma_{\lambda A} / \lambda$ , dok indeksi A označavaju komponente napreznaja u točki K, kad se ona nalazi na mjestu A.

Izraz (3) pokazuje da je ekstremno napreznaje  $\sigma_e$  funkcija kuta ukrštenosti osi kotača  $\lambda$ . Ovo bi trebalo i eksperimentalno provjeriti.

Jednadžba (3) upućuje na mogućnost praktične primjene analize. Naime, pogodnim podešavanjem kuta  $\lambda$ , na stroju se mogu izbjeći dodatna napreznaja uslijed ukrštenosti osi kotača, ako se kut  $\lambda$  svede na zanemarljivo malu veličinu. U tom cilju razvijen je točniji postupak izravnavanja kuta ukrštenosti osi kotača, o kome se govori u poglavlju 5.

### 4. ORIJENTACIJSKO BROJČANO RAZMATRANJE PROBLEMA

U tablici I. navedeni su orijentacijski primjeri numeričkih vrijednosti prikazanih komponenata napreznaja u kritičkoj točki K lista pila na mjestu A stroja. Navedeni brojčani iznosi određeni su na temelju izmjera i morfoloških parametara uobičajenih za proizvode evropskih proizvođača tračnih pila trupčara. Djelovanje pojave koncentracije napreznaja u pazuhu zuba uključeno je u prikazane brojčane vrijednosti svake od komponenata. Faktor koncentracije napreznaja, koji se kreće u granicama 1,3 do 2,5, usvojen je za dalju analizu u iznosu od  $\beta_{LP} = 1,6$  [4].

Napreznaje  $\sigma_{FA}$  uslijed pomične sile  $F$  izračunano je za slučaj oštih zubi i stroj pogonjen nominalnom snagom motora. Napreznaje  $\sigma_{\lambda A}$  uslijed ukrštenosti osi kotača izračunano je prema poznatim izrazima [8] za slučaj dopuštenog kuta ukrštenosti  $\lambda = 1 \text{ mm}/1000 \text{ mm}$  kakav je iskazan preporukom [3].

Eksperimentalno su za listove tračnih pila utvrđene granice dinamičke izdržljivosti za uobičajene čelike iz kojih se izrađuju pilne trake [4]. Prema tim podacima može se prihvatiti  $\sigma_d = 740 \text{ N/mm}^2$ , kao orijentacijska numerička vrijednost dinamičke izdržljivosti materijala pilne trake pri asimetričnom ciklusu opterećenja, kakvom je izložen list pile, i kakav je iskazan podacima u tablici I.

Tablica I.

ORIJENTACIJSKE NUMERICKE VELIČINE  
KOMPONENTA NAPREZANJA U LISTU TRACNE  
PILE TRUPČARE (U TOČKI K LISTA NA  
MJESTU A STROJA)

| Uzrok napreznaja<br>u listu pile         | Napreznaje*<br>N/mm <sup>2</sup> |
|--|----------------------------------|
| Zategnutost lista pile na kotaču         | 200                              |
| Savijanje lista pile oko kotača          | 380                              |
| Savijanje uslijed posmične sile          | 30                               |
| Savijanje uslijed ukrštenosti osi kotača | 30                               |
| Ukupno — ekstremno napreznaje            | 640                              |

\* Uključeno je i napreznaje uslijed koncentracije napreznaja uz pretpostavljeni faktor koncentracije napreznaja  $\beta_{LP} = 1,6$ .

Kao sigurnost protiv loma definirana je za ovo razmatranje razlika  $\Delta\sigma = \sigma_d - \sigma_e$ .

Na slici 4, dane su za točku K na mjestu A stroja ovisnosti:

- iznos dinamičke izdržljivosti  $\sigma_d = 740 \text{ N/mm}^2$  čelika za pilne trake,
- iznos procijenjenog ekstremnog napreznaja  $\sigma_e = 640 \text{ N/mm}^2$ ,
- i iznosa dodatnog napreznaja uslijed ukrštenosti osi kotača  $\beta_{LP} \cdot \sigma_{\lambda A} = 30 \text{ N/mm}^2$ .

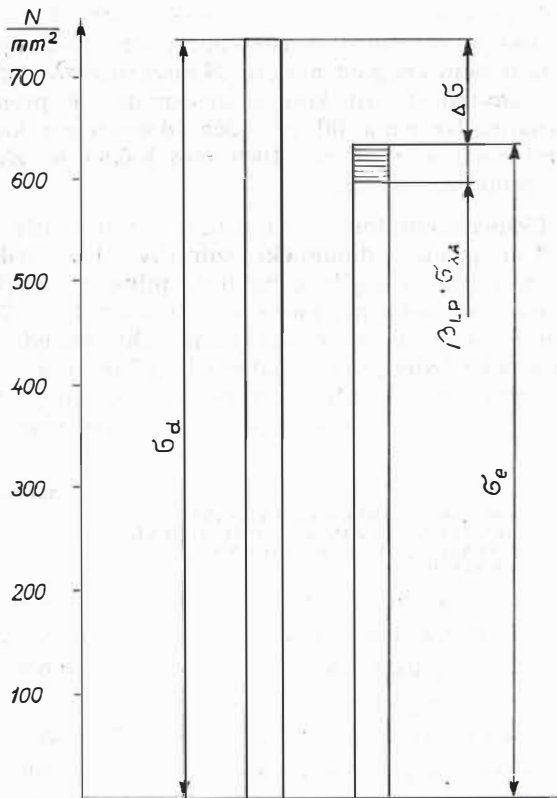
Iz slike 4. je vidljivo:

- a) da postoji relativno mala sigurnost protiv loma

$$\Delta\sigma = \sigma_d - \sigma_e = 740 - 640 = 100 \text{ N/mm}^2;$$

- b) da se sigurnost protiv loma  $\Delta\sigma$  smanjuje s povećanjem dodatnog napreznaja uslijed ukrštenosti osi kotača

$$\beta_{LP} \cdot \sigma_{\lambda A}.$$



Slika 4 — Naprezanje i izdržljivost materijala lista tračne pile trupčare u kritičnoj točki K na mjestu A (grafički prikaz orijentacijskih numeričkih veličina)

Figure 4 — Stress and dynamic strength of log band-saw blade material at critical point K in position A (graphic representation of orientational numerical values).

$\sigma_c$  — ekstremno naprezanje kada nisu prisutne ekscesne — ne-karakteristične — sile;  $\beta_{PL} \sigma_{\lambda A}$  — dodatno naprezanje uslijed ukrštenosti osi kotača, uvećano uslijed faktora koncentracije naprezanja  $\beta_{LP}$ ;  $\sigma_d$  — granica dinamičke izdržljivosti materijala lista tračne pile trupčare;  $\Delta\sigma$  — sigurnosna razlika:  $\Delta\sigma = \sigma_d - \sigma_c$

Činjenice pod a) i b) upućuju na potrebu točnijeg podešavanja kuta ukrštenosti  $\lambda$  nego to propisuje preporuka [3]. Naime, smanjivanjem kuta ukrštenosti  $\lambda$  osi kotača, smanjuje se i dodatno naprezanje  $\beta_{LP} \cdot \sigma_{\lambda A}$ , a time se neposredno povećava sigurnost protiv loma  $\Delta\sigma$ .

## 5. PREPORUKE ZA PRAKSU

Relativno velika tolerancija kuta ukrštenosti (1 mm/1000 mm) kakva se dozvoljava preporukom [3], uvjetovana je konvencionalnim postupkom kontrole ukrštenosti osi kotača pomoću viska. Naime, ovim postupkom je teško postići veću točnost, jer se pri tome ne primjenjuju mjerila s noniusom, a samo mjerenje se obavlja pod nepovljivim uvjetima u jami ispod stroja.

U radu se preporučuje drugačiji, teorijski zasnovani postupak, znatno točnije i jednostavnije kontrole izravnjanja kuta ukrštenosti osi kotača. Kontrola podešenosti kuta ukrštenosti  $\lambda$  po ovoj metodi obavlja se mjerenjem položaja lista na kotaču uz njegovo okretanje naprijed — natrag, [8].

Mjerenje se obavlja dubinomjerom ili pomičnim mjerilom. Višegodišnja iskustva stručnjaka Tvornice strojeva »BRATSTVO« iz Zagreba pokazala su da se ovim postupkom postižu odstupanja kuta ukrštenosti i desetak puta manja od onih koja se ostvaruju uz pomoć viska. Ovo upućuje na pretpostavku da se s preporučenom metodom i dodatna naprezanja  $\beta_{LP}$ ,  $\sigma_{\lambda A}$  uslijed ukrštenosti osi kotača smanjuju približno desetak puta u odnosu na konvencionalni postupak s viskom.

Zbog raznih ekscesa tijekom rada stroja, te zbog njegova lošeg održavanja, može doći do pogoršanja ukrštenosti osi, tako da kut  $\lambda$  i više-struko prelazi preporučene vrijednosti. To izaziva znatno povećanje ekstremnih naprezanja, ili i druge negativne popratne pojave. Da bi se ovakav poremećaj pravovremeno uočio i otklonio, treba tijekom eksploatacije pilanske tračne pile bar jednom godišnje provjeriti kut ukrštenosti osi kotača prema preporučenom postupku.

Provjeravanje treba obavljati i nakon remonta stroja, ili kad se uoči česta pojava pukotina zamora u pazuhu zuba, ili ako dolazi do sistematskog usukavanja lista, tzv. osmice.

Preporučeni postupak kontrole izravnjanja kotača zahtijeva vrijeme od desetak minuta.

## 6. ZAKLJUČAK

Provedena teorijska analiza pokazala je da dodatna naprezanja uslijed ukrštenosti osi kotača mogu uvećati ekstremna naprezanja u pazuhu zubi lista pile. Ovaj teoretski zaključak trebalo bi eksperimentalno potvrditi.

Radi pravovremenog otkrivanja i uklanjanja dodatnih naprezanja, te drugih negativnih popratnih pojava uslijed ukrštenosti osi kotača, preporuča se, tijekom eksploatacije pilanskih tračnih pila, povremena kontrola kuta ukrštenosti  $\lambda$ . U ovu svrhu preporuča se i opisani postupak kontrole, koji je provjeren u praksi.

## LITERATURA

- [1] Schmalz, E.: Die amerikanischen Methoden zur Behandlung der Bandsägeblätter und ihre elastizitätstheoretische Begründung. Zeitschrift der Vereins Deutscher Ingenieure 71, Nr 47, 1927.
- [2] Lombardi, J.: La scie a ruban. Un problème cinématique et statique. Schweiz. Bauzeitung 72 (25) 359-363 (1954).
- [3] Ilinski, S. A., Rudnik, M. S.: Priemka derevoobrabativaljuščih stankov, Moskva, 1969.
- [4] Pahlitzsch, G., Puttkammer, K.: Die Beanspruchungen von Bandsägeblättern. Holz als Roh- und Werkstoff 30 (1972), 165-174.
- [5] Thunell, B.: The Stresses in a Band Saw Blade. Helsinki, 1972.
- [6] Feoktissova, A. E.: Lentočno piljenje stanki Moskva, 1976.
- [7] Fonkin, V. F.: Lesno pilnjenje Stanki i linii. Moskva, 1980.
- [8] Štambuk, M.: Ukrštenost osi kotača tračnih pila. Drvna industrija 35 (1984) 7-8, 147-158.
- [9] Štambuk, M.: Kinematika lateralnog kretanja lista tračne pile. Drvna industrija 37 (1986) 5-6, 113-121.

Recenzent: prof. dr S. Sever