Utjecaj konstrukcijskih i radnih veličina na učinak lančane sjekačice

Korman, Tomislav

Doctoral thesis / Disertacija

2014

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mining, Geology and Petroleum Engineering / Sveučilište u Zagrebu, Rudarsko-geološko-naftni fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:169:838373

Rights / Prava: Attribution-NonCommercial-NoDerivatives 4.0 International/Imenovanje-Nekomercijalno-Bez prerada 4.0 međunarodna

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-29**



Repository / Repozitorij:

Faculty of Mining, Geology and Petroleum Engineering Repository, University of Zagreb







Sveučilište u Zagrebu

Rudarsko-geološko-naftni fakultet

Tomislav Korman

UTJECAJ KONSTRUKCIJSKIH I RADNIH VELIČINA NA UČINAK LANČANE SJEKAČICE

DOKTORSKI RAD

Mentor:
Izv. prof. dr. sc. Trpimir Kujundžić

Zagreb, 2014.



University of Zagreb

Faculty of mining, geology and petroleum engineering

Tomislav Korman

INFLUENCE OF CONSTRUCTIONAL AND OPERATIONAL PARAMETERS ON CHAIN SAW PERFORMANCE

DOCTORAL THESIS

Supervisor:
Associate Professor Trpimir Kujundžić, PhD

Zagreb, 2014.

Doktorski rad izrađen je na Rudarsko-geološko-naftnom fakultetu Sveučilišta u Zagrebu.

Mentor: izv.prof.dr.sc. Trpimir Kujundžić

Doktorski rad sadrži: 111 stranica teksta, 82 slike i grafičkih prikaza, 15 tablica, te 7 grafičkih i tabličnih priloga.

Zahvale

Zahvaljujem svome mentoru, mojem uzoru u poštenju, znanosti i struci, izv. prof. dr. sc. Trpimiru Kujundžiću, na velikoj podršci i slobodi u znanstvenom radu koju mi je davao sve ovo vrijeme ali i na svim savjetima kojima me usmjeravao kada sam se zbog te slobode izgubio.

Zahvaljujem se prof. dr. sc. Siniši Dundi na ukazanom povjerenju i nesebično prenesenom znanju kroz sve moje godine diplomskog i doktorskog studija.

Zahvale dugujem i članovima povjerenstva za ocjenu i obranu ove disertacije izv. prof. dr. sc. Gordanu Bedekoviću, doc. dr. sc. Petru Hrženjaku, doc. dr. sc. Daliboru Kuhineku i izv. prof. dr. sc. Josipu Mesecu na dobronamjernim primjedbama i sugestijama usmjerenim na podizanju znanstvene razine rada.

Također se zahvaljujem doc. dr. sc. Mariu Dobriloviću, doc. dr. sc. Želimiru Veinoviću, dr. sc. i Dubravku Domitroviću kao i svim ostalima članovima Zavoda za rudarstvo i geotehniku na pomoći i sugestijama pri izradi doktorskog rada. Posebne zahvale dugujem doc. dr. sc. Daliboru Kuhineku i tehničaru Veranu Matošinu, geol. tehn. na bezrezervnoj pomoći pri laboratorijskim i terenskim ispitivanjima kao i na svim korisnim sugestijama.

Puno hvala rukovodstvu i kolegama iz poduzeća ADRIA KAMEN d.o.o. Krešimiru Žuri, dipl. iur., Tončiju Martiniću, ing. i Mati Babiću, dipl. ing .rud. na prijemu i omogućavanju provedbe terenskih mjerenja.

Veliku zahvalu dugujem i gospodinu Ivici Goliku iz poduzeća P.S.G. na izradi laboratorijskih mjernih uređaja.

Najveću zahvalnost želim izraziti supruzi Andrei na podršci i strpljenu te sinu Karlu na motivaciji za vrijeme istraživačkog rada i pisanja doktorske disertacije. Naposljetku, hvala roditeljima, bratu, baki i prijateljima na moralnoj podršci.

U Zagrebu, studeni 2014.

Tomislav Korman

SAŽETAK

Lančane sjekačice se koriste za izradu vertikalnih ili horizontalnih rezova, a primjenu su našle u površinskoj i podzemnoj eksploataciji arhitektonsko-građevnog kamena. Učinkovitost sjekačica može se izraziti kroz učinak, potrošnju reznih elemenata i utrošak energije. Glavni čimbenici koji utječu na učinkovitost sjekačice su: konstrukcija sjekačice, radne veličine, fizikalno - mehaničke značajke stijenske mase i stupanj istrošenosti reznih elemenata. Radne veličine kojima upravlja rukovatelj sjekačice su brzina posmaka sjekačice i brzina lanca. Vrijednosti radnih veličina temelje se na preporuci proizvođača i/ili iskustvu rukovatelja sjekačice. Konstrukcijom sjekačice određene su geometrijske veličine reznih pločica odnosno položaj reznih pločica na lancu sjekačice, koje se razlikuju ovisno o proizvođaču.

Cilj ovog istraživanja je na znanstveno utemeljenom pristupu analizirati utjecaj radnih i konstrukcijskih veličina na učinak lančane sjekačice. Istraživanja su provedena sa svrhom definiranja smjernica za povećanje učinkovitosti lančanih sjekačica. U skladu s predmetom i ciljem istraživanja postavljena je hipoteza da se primjenom uređaja za pravolinijsko rezanje može simulirati proces rezanja stijena lančanom sjekačicom, a na temelju analize dobivenih rezultata moguće je optimizirati radne i konstrukcijske veličine sjekačice. Utjecaj radnih veličina na učinak sjekačice određen je terenskim ispitivanjima, a utjecaj konstrukcijskih veličina laboratorijskim ispitivanjima. Terenska ispitivanja uključivala su mjerenje učinka i energije utrošene na rezanje pri različitim brzinama reznog lanca i posmaka sjekačice. Laboratorijskim ispitivanjima, pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena simuliran je proces rezanja lančane sjekačice. Na temelju rezultata ispitivanja analiziran je utjecaj širine, dubine reza te napadnih kutova reznih pločica na sile i energiju rezanja. Kako bi se ispitala postavljena hipoteza, komparirane su vrijednosti specifične energije dobivene laboratorijskim i terenskim ispitivanjima.

Provedenim istraživanjima dobiveni su precizniji pokazatelji o utjecaju radnih i konstrukcijskih veličina na učinak sjekačice. Analizom rezultata ustanovljeno je da je moguće smanjiti specifičnu energiju rezanja bez utjecaja na učinak sjekačice, ukoliko se smanji brzina lanca. Pored navedenog, u radu su prikazani modeli za određivanje minimalne brzine lanca i sila na maču sjekačice. Također su date smjernice za poboljšanje konstrukcije reznog lanca u pogledu smanjena specifične energije rezanja.

Ključne riječi: arhitektonsko-građevni kamen, lančana sjekačica, konstrukcijske veličine, radne veličine, specifična energija rezanja, sila rezanja.

SUMMARY

Chain saw machines are used for cutting vertical or horizontal cuts in underground and surface exploitation of dimension stone. Efficiency of a chain saw can be expressed through cutting rate, consumption of cutting tools and energy consumption. Cutting performance of a chain saw is mainly dependent on machine design, physico-mechanical properties of rock mass, operational parameters and tool wear rate. The operational parameters which the operator must arrange on a chain saw are chain speed and cart speed movement. Operational parameters are based on manufacturer's recommendations and/or the operator experience. The main objective of this research is to analyze the relationship between operational parameters, chain design and chainsaw performance. The major hypothesis of this study was that cutting action of chain saw machines can be successfully simulated by linear rock cutting test. For this purpose in this work small-scale and full-scale rock cutting experiments were performed. The operational parameters of chain saw are studied by performing full-scale field studies on chain saw. A portable data acquisition system, using a laptop computer, was developed to monitor cutting energy of chain saw. Specific energy was calculated as the amount of energy required to cut a unit volume of rock.

The second hypothesis stated that the operational and constructional parameters can be optimized based on experimental studies of linear cutting test. The constructional parameters of cutting chain are studied by performing small scale tests on laboratory rock cutting machine. The Linear cutting machine is a modified shaping machine equipped with a triaxial dynamometer attached to the cutter head. The dynamometer resolves the instantaneous force on a cutting tool into three mutually orthogonal components, each measured by a strain-gauged bridge circuit. Linear cutting test were carried out with the sequence of cutting patterns same as on chain saw. The specific cutting energy, which represents the energy required to remove a unit volume of work-material, is calculated from the cutting force, length of cut and volume of cut rock. The major hypothesis was tested by comparing the specific cutting energy obtained from laboratory test and field measurement.

Thus, linear cutting machine test can be used not only for measurement of cutter forces, but also to select the most suitable cutter in order to achieve the most efficient cutting. This means different cutter geometry design with different chain patterns. The experimental results based on statistical analysis show that the specific energy of material is reduced considerably as depth of cut increases. The depth of cutting is affected by transverse speed of

chain saw and the chain speed. It can be increased by increasing transverse speed or decreasing speed of chain. Maximum transverse speed of chain saw is limited due the forces acting on a chain. Minimum chain speed depends on volume of loose cuttings. In this work, model for estimating minimum chain speed and cutting forces acting on the cutting bar has been developed. The paper also presents suggestions for improving design of the cutting chain.

Keywords: dimension stone, chain saw, constructional parameters, operational parameters, specific cutting energy, cutting force.

SADRŽAJ

1. UVOD 1

2. KONSTRUKCIJSKE I RADNE VELIČINE LANČANE SJEKAČICE 4

2.1. Razvoj i namjena lančanih sjekačica 4

2.2. Konstrukcijske veličine lančane sjekačice 6

2.3. Radne veličine lančane sjekačice 11

3. MEHANIKA REZANJA STIJENA 13

3.1. Merchant-ov model 15

3.2. Evans-ov model 17

3.3. Nishimatsu-ov model 19

3.4. Detournay-ov i Defourny-ov model 21

3.5. Usporedba analitičkih modela za rezanje stijena 26

4. KINEMATIKA I DINAMIKA LANČANIH SJEKAČICA 27

5. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA O UČINCIMA LANČANIH SJEKAČICA 37

5.1. Utjecaj fizikalno-mehaničkih značajki stijena na učinak rezanja 37

5.2. Utjecaj geometrijskih veličina reznih pločica na učinak lančane sjekačice 41

5.3. Modeli za predviđanje učinka lančanih sjekačica 48

5.3.1. Indeks penetracije lančane sjekačice 48

5.3.2. Teorijsko-empirijski model za predviđanje učinka. 50

6. MATERIJALI I METODE ODREĐIVANJA UČINKA LANČANIH SJEKAČICA 53

6.1. Laboratorijska ispitivanja 53

6.1.1. Uređaj za pravolinijsko rezanje stijena 54

6.1.2. Mjerni pretvornik sile 55

6.1.3. Opis uzoraka 69

6.1.4. Metoda ispitivanja 71

6.1.5. Simulacija procesa rezanja 72

6.1.6. Analiza utjecaja konstrukcijskih veličina reznog lanca na učinak lančane sjekačice 79
6.2. Terenska ispitivanja 90
6.2.1. Mjerenje energije utrošene na rezanje 93
6.2.2. Opis mjernog sustava 94
6.2.3. Obrada podataka 96
6.2.4. Analiza utjecaja radnih veličina na učinak lančane sjekačice 97
7. METODA ODREĐIVANJA OPTIMALNE BRZINE GIBANJA LANCA SJEKAČICE 101
8. ZAKLJUČAK 109
POPIS LITERATURE
POPIS TABLICA
POPIS SLIKA
POPIS OZNAKA I SIMBOLA
PRILOZI
ŽIVOTOPIS

1. UVOD

Otkopavanje arhitektonsko-građevnog kamena vrlo je specifično s obzirom na konačni proizvod eksploatacije u odnosu na eksploataciju drugih mineralnih sirovina. Za razliku od tehničko-građevnog kamena kod arhitektonsko-građevnog kamena, proizvod kamenoloma je masivni blok, pa se kakvoća kamena (fizikalno-mehaničke značajke) ne mogu razdvojiti od značajki njegovog ležišta. Stoga ležište mora imati takav strukturni sklop koji omogućuje vađenje ekonomski značajnih količina zdravih blokova pogodnih za industrijsku preradu u ploče i elemente spomeničke i memorijalne arhitekture (Dunda, Kujundžić, 2003). Uvođenje novih strojeva u eksploataciju arhitektonsko-građevnog kamena, u prvom redu dijamantne žične pile, lančane sjekačice, zračnih i vodenih jastuka, dovelo je do promjene tehnologije dobivanja arhitektonsko-građevnog kamena.

Učinkovit način eksploatacije blokova kamena ostvaruje se kombiniranjem lančane sjekačice i dijamantne žične pile zbog mogućnosti korištenja prednosti jednog ili drugog stroja. Lančane sjekačice se koriste za izradu vertikalnih i horizontalnih rezova, a primjenu su našle u površinskoj i podzemnoj eksploataciji u slabo do srednje abrazivnim i mekim do srednje tvrdim stijenama. Razvojem klasične rudarske podsjekačice došlo je do primjene sličnog stroja pri piljenu horizontalnih i vertikalnih rezova pri eksploataciji kamena. Prva upotreba lančane sjekačice u našim kamenolomima počela je 1980. godine. Uvođenjem lančanih sjekačica stvoreni su preduvjeti za podzemnu eksploataciju arhitektonsko-građevnog kamena.

Iako su danas lančane sjekačice tehnološki napredovale, prvenstveno u pogledu duljine mača, one i dalje rade uz određene nedostatke. Nedostatke predstavljaju relativno velika širina reza i potrošnja reznog alata. Širina reza ovisi o duljini mača, a kreće se u granicama od 22 mm do 45 mm. Za usporedbu, širina reza kod dijamante žične pile iznosi 11 mm. Velika potrošnja reznih pločica osim financijskih troškova uzrokuje i zastoje u eksploataciji.

Učinkovitost lančane sjekačice pri eksploataciji arhitektonskog kamena ovisi o pravilnom izboru konstrukcijskih i radnih veličina stroja, reznih elemenata te uvjeta i načina eksploatacije u određenoj vrsti stijene. Poznavanje utjecaja pojedinih veličina na učinak rada i potrošnju reznog alata, te načina na koji pojedini čimbenici utječu jedni na druge i kako se njihov pojedinačni i međusobni utjecaj odražava na svekoliki proces eksploatacije, omogućava izbor optimalnih alata i optimalnog režima rada.

Ključne radne veličine kojima upravlja rukovatelj sjekačice su brzina posmaka sjekačice i brzina reznog lanca. Optimalne vrijednosti radnih veličina temelje se na preporuci

proizvođača i/ili iskustvu rukovatelja sjekačice. Konstrukcijskim veličinama određena je snaga pogonskih motora, duljina mača kao i raspored i oblik reznih pločica na lancu sjekačice.

Na temelju dosadašnjih istraživanja, iako je vrlo malo publiciranih radova o učincima lančanih sjekačica, moguće je zaključiti da učinak rezanja kao i potrošnja reznih elementa ovise o konstrukcijskim i radnim veličinama lančane sjekačice (Mellor, 1976; Mancini et al., 2001; Copur, 2009; Copur et. al, 2011). Konstrukcijske veličine, prvenstveno konstrukcija reznih elementa razlikuju se ovisno o proizvođaču. S obzirom na to da utjecaj konstrukcije reznog lanca na učinak sjekačice nije istražen u dovoljnoj mjeri, odabir sjekačice i reznih elemenata svodi se isključivo na preporuku proizvođača.

Pored navedenog, učinak lančanih sjekačica također ovisi o mnogim drugim čimbenicima kao što su fizikalno-mehaničke značajke, iskustvo rukovatelja i zastojima u radu nastalim uslijed kvara, redovitog održavanja, premještanja stroja ili zaglavljivanja reznog elementa u stijeni (Mancini et al., 1992; Mancini et al., 1994; Copur et al., 2006). Fizikalno-mehaničke značajke i strukturni sklop stijenske mase nesumnjivo imaju značajan utjecaj na učinak lančanih sjekačica, međutim nisu predmet ovog istraživanja, već je njihov utjecaj analiziran na temelju dosadašnjih istraživanja. Predmet ovog istraživanja je utjecaj konstrukcijskih i radnih veličina na učinak lančane sjekačice.

Cilj ovog istraživanja bio je na znanstveno utemeljenom pristupu analizirati utjecaj radnih i konstrukcijskih veličina na učinak lančane sjekačice. Istraživanja su provedena sa svrhom definiranja smjernica za povećanje učinkovitosti lančanih sjekačica. U skladu s predmetom i ciljem istraživanja postavljena je hipoteza da se primjenom uređaja za pravolinijsko rezanje može simulirati proces rezanja stijena lančanom sjekačicom, a da je na temelju analize dobivenih rezultata moguće optimizirati radne i konstrukcijske veličine sjekačice. Utjecaj radnih veličina na učinak sjekačice određen je terenskim ispitivanjima, a utjecaj konstrukcijskih veličina laboratorijskim ispitivanjima.

Terenska ispitivanja provedena su na lančanoj sjekačici „Pellegrini Ch-60“ u eksploatacijskom polju arhitektonsko-građevnog kamena „Redi“ koje se nalazi u Splitsko-dalmatinskoj županiji, pokraj Trogira. Ispitivanja su uključivala mjerenje učinka i utrošene energije na rezanje pri različitim brzinama reznog lanca i posmaka sjekačice.

Laboratorijskim ispitivanjima uzoraka prikupljenih na eksploatacijskom polju arhitektonsko-građevnog kamena „Redi“ određen je utjecaj konstrukcijskih parametara reznog lanca na učinkovitost lančane sjekačice. Na laboratorijskom uređaju za pravolinijsko rezanje stijena simuliran je proces rezanja lančane sjekačice. Uređaj za pravolinijsko rezanje

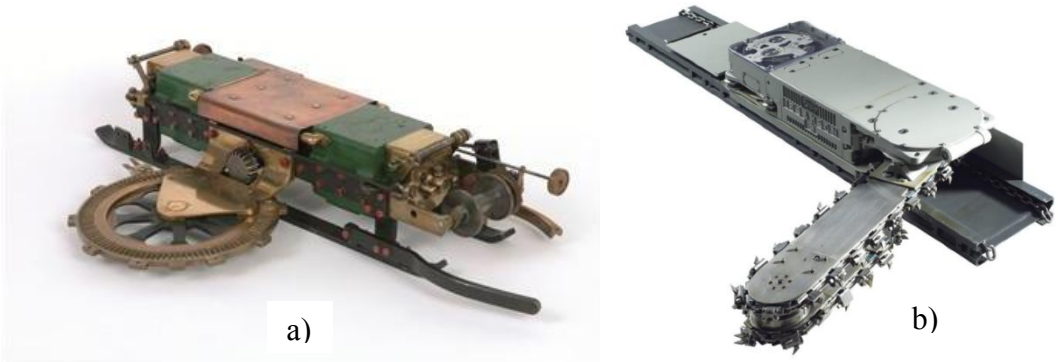
je modificirana blanjalica za metal kod koje je nož za obradu metala zamijenjen reznom pločicom od volfram-karbida, a na nosaču alata je postavljen mjerni pretvornik sile koji se povezuje mjernim sustavom sa računalom. S obzirom na ciljeve ispitivanja, laboratorijska ispitivanja provedena su u dva dijela. U prvom dijelu, pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje, simuliran je proces rezanja s geometrijskim veličinama reznih pločica istovjetnim lančanoj sjekačici „Pellegrini Ch-60“. Ispitivanja su provedena sa svrhom određivanja optimalne dubine rezanja reznih pločica, odnosno dubine rezanja pri kojoj je omjer utrošene energije i reznog alata najpovoljniji. U drugom dijelu ispitivanja analiziran je utjecaj konstrukcijskih veličina reznog lanca na učinak rezanja. Pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena prvenstveno je analiziran utjecaj geometrijskih veličina koje nisu bile predmet dosadašnjih istraživanja. Laboratorijskim ispitivanjima analiziran je utjecaj širine i dubine reza te napadnih kutova na sile i energiju rezanja. Na temelju provedene analize laboratorijskih i terenskih ispitivanja izneseni su zaključci i predložene smjernice za povećanje učinkovitosti lančanih sjekačica.

2. KONSTRUKCIJSKE I RADNE VELIČINE LANČANE SJEKAČICE

2.1. Razvoj i namjena lančanih sjekačica

Među najstarije rudarske strojeve ubrajaju se podsjekačice. Koristile su se kao pomoćni strojevi za izradu horizontalnog ili vertikalnog reza u mekanim materijalima, naročito u ugljenu, radi lakšeg odvajanja materijala pri otkopavanju. Horizontalno ispiljena ploha naziva se podsjek, a okomita ili kosa zasjek. Prema tome su se strojevi za izradu reza dijelili na podsjekačice i zasjekačice. Podsjekačice su se upotrebljavale uglavnom na frontalnim, čelnim otkopima ugljena i soli, a zasjekačice pri izradi hodnika u rudnicima ugljena i soli, te mjestimice na otkopima. Suvremene sjekačice imaju mogućnost rezanja svih vrsta rezova, stoga se više ne koristi podjela na podsjekačice i zasjekačice, već se govori samo o sjekačicama (Dunda i Kujundžić, 2003).

U početku su se koristile podsjekačice s ozubljenim kotačem (slika 2.1. a), a zatim podsjekačice s ozubljenim lancem i ozubljenom polugom. Prednost podsjekačica s ozubljenim lancem je u manjoj širini reza, a time je i gubitak zbog zdrobljenog materijala manji. Osim toga učinak im je bio veći, a izmjena istrošenih zuba znatno lakša. Podsjekačica s ozubljenim lancem (slika 2.1. b) sastojala se od pogonskog motora ugrađenog u zatvoreno kućište, pokretne pogonske glave za pogon lanca, vodilice s ozubljenim lancem i vitla za pomicanje. Pomicanje podsjekačice prema naprijed ostvareno je vlastitim pogonom na taj način da se jedan kraj čeličnog užeta pričvrstio na jednom kraju otkopa, a drugi kraj na vitlo koje namotava uže. Podsjecanje se obavlja pomoću zuba raspoređenih duž lanca. Zubi su postavljeni u više redova kako bi se postigla potrebna širina podsjeka i spriječilo zaglavljivanje alata. Za rad u ugljenu male do srednje tvrdoće zubi su od kaljenog čelika, dok za tvrđe materijale naročito za ugljen koji sadrži zrna pirita, u oštricu zuba je umetnuta pločica od legure volfram karbida.



Slika 2.1. Stara rudarska podsjekačica a) sa ozubljenim kotačem b) sa ozubljenim lancem (NCMME, 2013).

Razvojem klasične rudarske podsjekačice došlo je do primjene sličnog stroja pri piljenju horizontalnih i vertikalnih rezova pri eksploataciji kamena. Prvu prilagodbu rudarske podsjekačice za ugljen u podsjekačicu za kamen napravila je njemačka tvrtka Korfmann i primijenila je u kamenolomu travertina u Njemačkoj 1928. godine. Debljina reza iznosila je 80 mm, a maksimalna dubina reza 75 cm. Daljnjim razvojem maksimalna dubina reza se povećala na 130 cm. Stroj se kretao po tračnicama s duljinom sekcije 3 m, a u opremi stroja su uglavnom bile tri takve sekcije, što znači da je maksimalna duljina jednog reza bez premještanja tračnica iznosila 9 m. Tračnice su se premještale pomoću vlastite dizalice, koja se nalazila u sklopu stroja. Poslije Drugog svjetskog rata, 60-ih godina, Korfmannova sjekačica primijenjena je u kamenolomu vapnenca Comblanche u Francuskoj. Duljina ruke ostaje do 200 cm, ali je debljina reza smanjena na 50 mm (Dunda i Kujundžić, 2003).

Danas postoji nekoliko proizvođača lančanih sjekačica. Radni element (mač) razvio se od nekadašnjih 75 cm na 4,5 m za horizontalni rez i čak 7,4 m za vertikalni rez. Kod većih duljina mača debljina reza smanjena je sa nekadašnjih 80 mm na 42 mm, dok je kod manjih duljina mača debljina reza smanjena na 27 mm (Primavori, 2005). Kod većine današnjih sjekačica način gibanja ostao je isti međutim tračnice se premještaju pomoću hidrauličkih stopa. Takav način pomicanja tračnica u potpunosti je istisnuo upotrebu dizalica i dodatnih sekcija tračnica. Kada je iskazana potreba za većom mobilnosti sjekačica koriste se samohodne sjekačice. Podvozje samohodnih sjekačica može biti na gusjenicama ili kotačima. Postoji i takozvana traktorska sjekačica bez vlastitog podvozja (odnosno pogona) montirana na hidraulički sklop traktora. Prednost je traktorske sjekačice pred uobičajenim modelima u mobilnosti što je izrazito pogodno kada je potrebno odrezati manji nepravilni dio bloka.

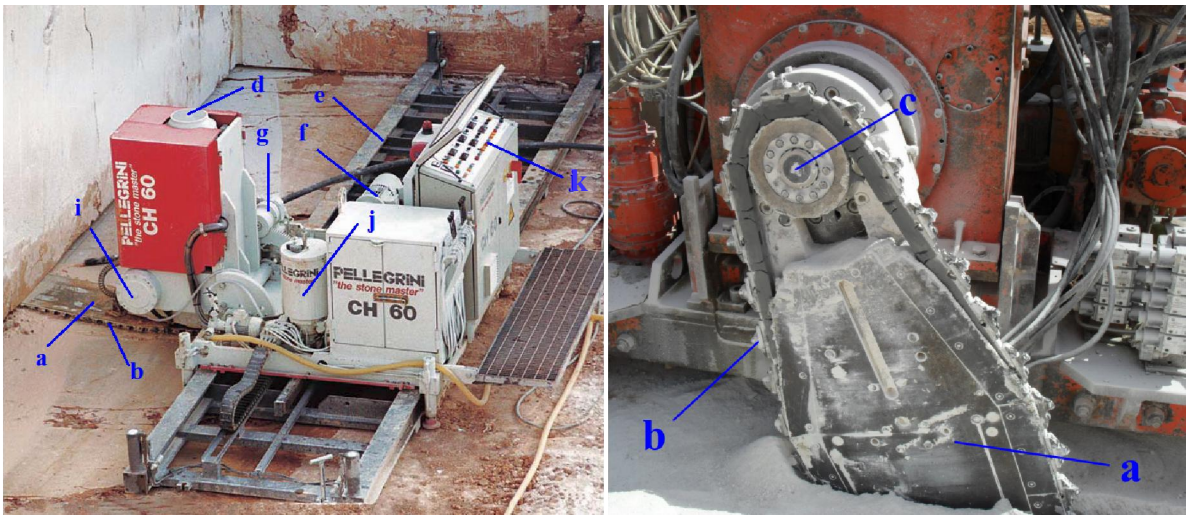
Lančane sjekačice našle su primjenu u površinskoj i podzemnoj eksploataciji, na otklanjanju otkrivke, na izradi usjeka te dobivanju primarnih i komercijalnih blokova u cjelovitim ležištima s blagim zalijeganjem sloja. Prednost piljenja sjekačicom sastoji se u kraćim i jednostavnijim pripremnim radnjama. Stoga je, osim rada u dubinskom tipu kamenoloma, sjekačica naročito učinkovita u kombinaciji s dijamantnom žičnom pilom, kada se sjekačicom pile horizontalni, a dijamantnom žičnom pilom vertikalni rezovi. Pri takvoj kombinaciji, za piljenje dijamantne žične pile, treba bušiti samo vertikalne bušotine, jer se žica provlači kroz te vertikalne bušotine i horizontalni rez čime je omogućeno piljenje dvije bočne i preostale zadnje stranice. Takav je rad poglavito pogodan pri izradi usjeka. Kada se za dobivanje primarnih blokova koristi isključivo sjekačica, odnosno kad se etaža formira po dubini reza

ostvarenog duljinom ruke sjekačice, pripremne radnje se svode isključivo na niveliranje tračnica i premještanje stroja.

2.2. Konstrukcijske veličine lančane sjekačice

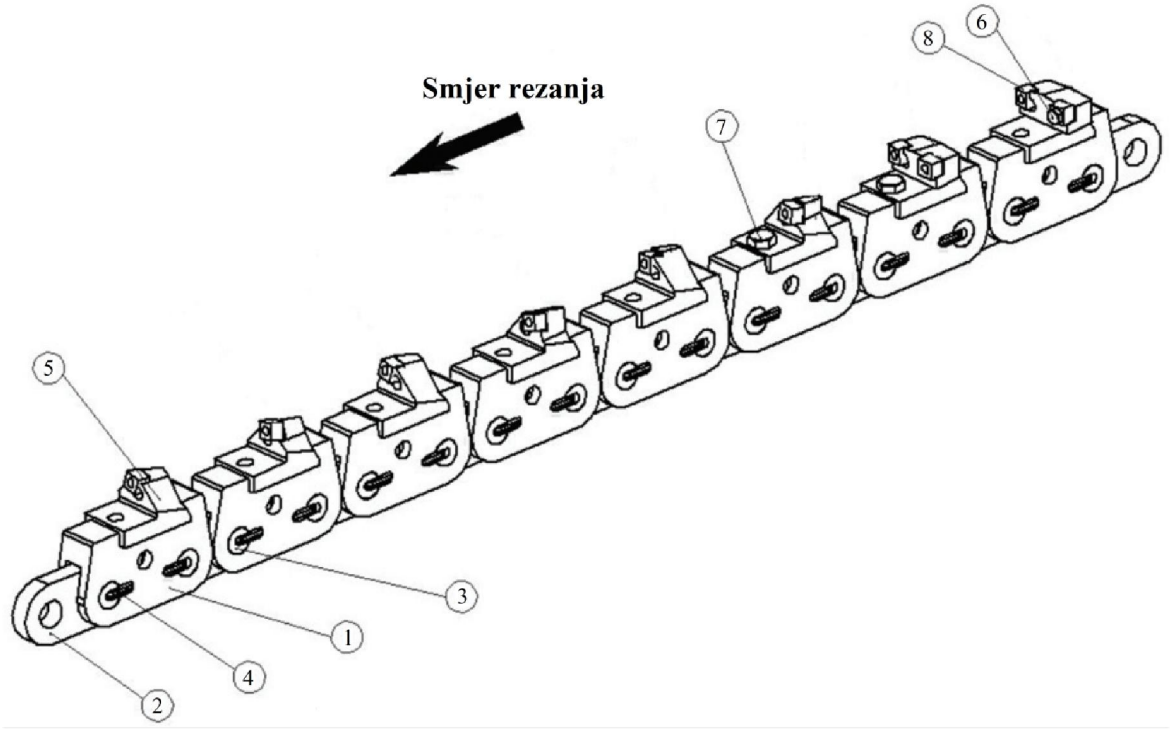
Konstrukcijom sjekačice određena je snaga pogonskih motora, duljina mača kao i geometrijske veličine reznih pločica na lancu. Odabir sjekačice ovisi o metodi eksploatacije odnosno projektiranoj dubini reza, stoga je ključna veličina pri odabiru upravo duljina mača. Sa povećanjem duljine mača, povećava se ukupna snaga i masa sjekačice čime su određene maksimalne vrijednosti brzine posmaka i brzine lanca.

Osnovni dijelovi lančane sjekačice prikazani su na slici 2.2. Radni organ lančane sjekačice je mač (a) po kojem klizi beskonačni lanac sa nosačima na kojima su učvršćene rezne pločice (b) U današnjim izvedbama sjekačica, rezne pločice se pričvršćuju vijcima tako da se u slučaju istrošenosti ne mijenjaju nosači već samo rezne pločice. Lanac se pokreće pomoću lančanika (c) koji je preko reduktora spojen s glavnim pogonskim motorom (d). Stroj se giba po tračnicama (e) pomoću motora za posmak stroja (f). Motor za posmak mača (g) služi za zakretanje mača u ravnini rezanja, a motor (i) za postavljanje mača u horizontalni odnosno vertikalni položaj. Motor sa pumpom za podmazivanje (j) služi za podmazivanje reznih elemenata tijekom rada sjekačice. Brzina posmaka sjekačice, brzina lanca i položaj mača regulira se pomoću regulatora koji se nalaze na upravljačkoj ploči (k).



Slika 2.2. Osnovni dijelovi lančane sjekačice.

Lanac se sastoji od članaka koji su međusobno povezani spojnicama. Spojnice se učvršćuju pomoću zatika, a osiguravaju pomoću osigurača. Nosači pločica se učvršćuju pomoću vijaka na članak lanca, a pločice pomoću vijaka na nosače. Ovisno o vrsti stijene koja se pili, te o načinu piljenja (suhi ili mokri postupak) na lancu se pričvršćuje serija nosača pločica koja se sastoji od 5 do 8 komada. Na slici 2.3. prikazan je segment reznog lanca od 8 nosača i 10 reznih pločica. Prvih šest nosača imaju po jednu pločicu, dok ostala dva nosača zbog širine reza imaju po dvije pločice. Serija reznih segmenata na lancu ponavlja se naizmjenično, a njihov broj ovisi o duljini mača.



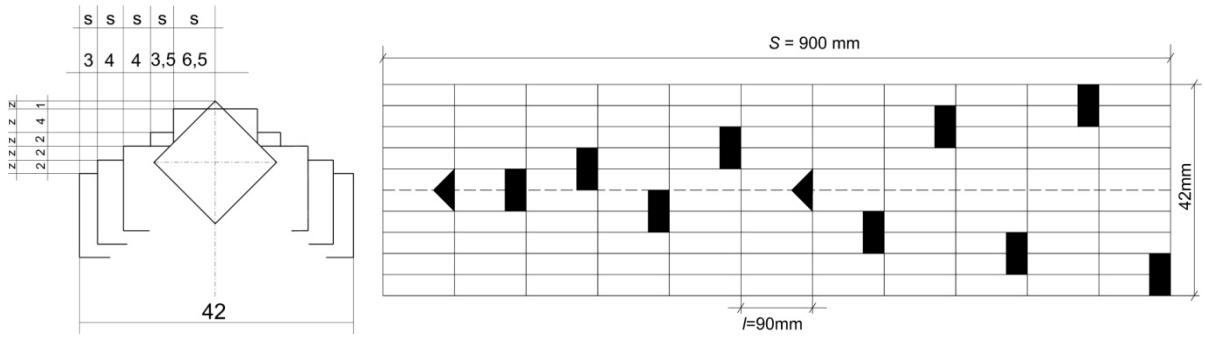
Slika 2.3. Segment reznog lanca lančane sjekačice (Sariisik, 2000).

1) članak lanaca 2) spojnica 3) zatik 4) osigurač zatika 5) nosač pločice 6) vijak rezne pločice 7) vijak nosača 8) rezna pločica.

Prva rezna pločica u seriji služi sa otvaranje reza, a svaka slijedeća služi za proširivanje reza. Rezne pločice su simetrično postavljene čime je postignuta raspodjela ukupnih naprezanja odnosno smanjenje naprezanja po nosaču što bitno utječe na neravnomjerno piljenje i smanjenje opterećenja stroja. Raspored i položaj reznih pločica na reznom lancu ovisi o karakteristikama stijenske mase, a određen je konstrukcijom reznog lanca koja se razlikuje ovisno o proizvođaču.

Raspored reznih pločica i dimenzije reznog segmenta lančane sjekačice tvrtke Korfman prikazan je na slici 2.4. Na lijevoj strani prikazan je nacrt reznog segmenta iz kojeg je vidljivo

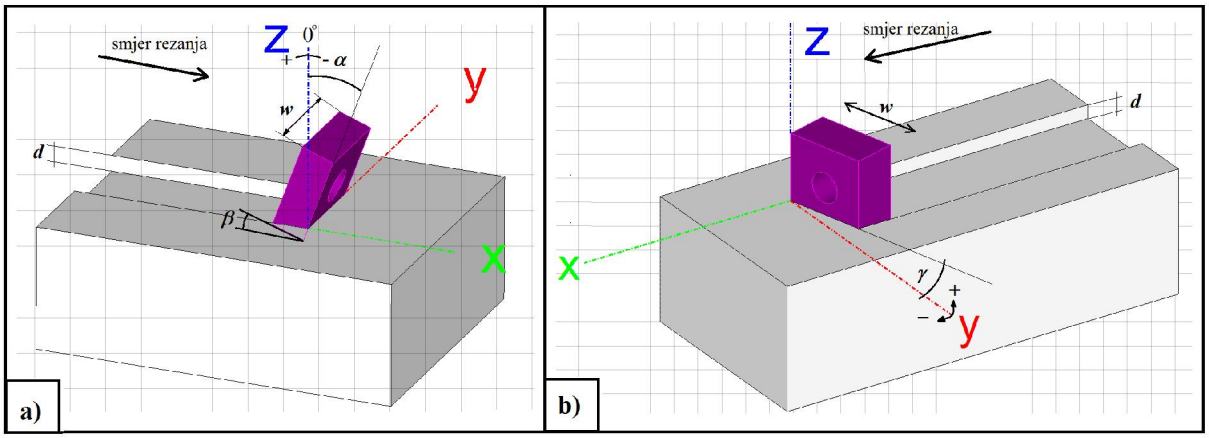
da se poprečni razmak *s* mijenja ovisno o položaju rezne pločice sve do ukupne širine segmenta, odnosno 42 mm. Na tlocrtu su prikazane dimenzije reznog segmenta gdje *S* predstavlja duljinu segmenta, a *l* uzdužni razmak između reznih pločica. Osim poprečnog i uzdužnog razmaka, rezne pločice se razlikuju i po visini *z* koja je najveća za prvi nosač, a najmanja za posljednji nosač u reznom segmentu.



Slika 2.4. Rezni segment lančane sjekačice tvrtke Korfmann.

Na slici 2.4. je vidljivo da širina i oblik reza ovise o rasporedu i orijentaciji reznih pločica. Također valja napomenuti da je smjer rezanja na lijevom dijelu slike 2.4. orijentiran prema čitatelju. Osim rasporeda, rezne pločice mogu biti različito orijentirane na reznom lancu. Orijentacijom reznih pločica određene su geometrijske veličine rezne pločice u prostoru.

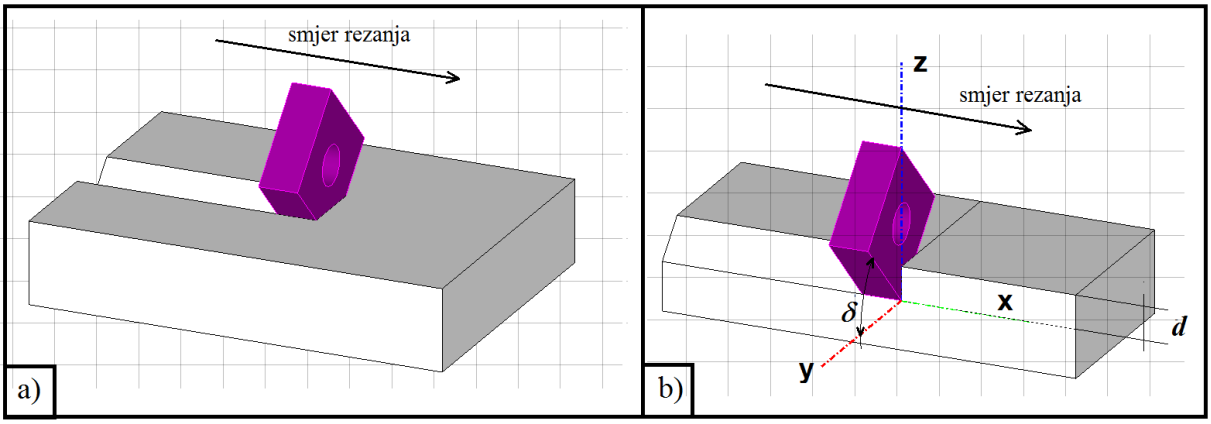
Prema tome, mogu se razlikovati sljedeće geometrijske veličine: napadni kut rezne pločice α, kut otklona β, bočni kut rezne pločice δ, bočni napadni kut rezanja γ. Radi lakšeg razumijevanja sve geometrijske veličine su prikazane u kosoj aksonometriji na slici 2.5. i slici 2.6. Na slici 2.5.a. prikazane su geometrijske veličine za reznu pločicu sa: napadnim kutom α = -20°, bočnim napadnim kutom rezanja γ= 0°, bočnim nagibom rezne pločice δ = 0° i kutom otklona β = 20°.



Slika 2.5. Geometrijske veličine reznog alata a) α=-20°, γ=0°, δ=0°, β =20°; b) α=0°, γ =15°, δ=0°, β=0°.

Na slici 2.5.b. prikazane su geometrijske veličine za reznu pločicu sa bočnim napadnim kutom rezanja γ =15°, dok su vrijednosti ostalih kutova jednaki nuli. Valja napomenuti da kod nekih tipova reznih lanaca pločice mogu imati sva četiri kuta različita.

Na slici 2.6. prikazana su dva različita uvjeta u kojima režu rezne pločice. Pri radu lančane sjekačice prva pločica u reznom nizu uvijek reže u ukliještenim uvjetima (slika 2.6.a.) odnosno u uvjetima u kojima postoji samo jedna slobodna površina za formiranje odloma. Svaka slijedeća pločica u reznom nizu reže u neukliještenim uvjetima obzirom da iza svake pločice ostaju dvije slobodne površine za formiranje pukotina (slika 2.6.b.). Za razliku od slike 2.5. na slici 2.6. rezna pločica je nagnuta za bočni kut δ = 45°.



Slika 2.6. Načini rezanja a) ukliješteni uvjeti b) neukliješteni uvjeti.

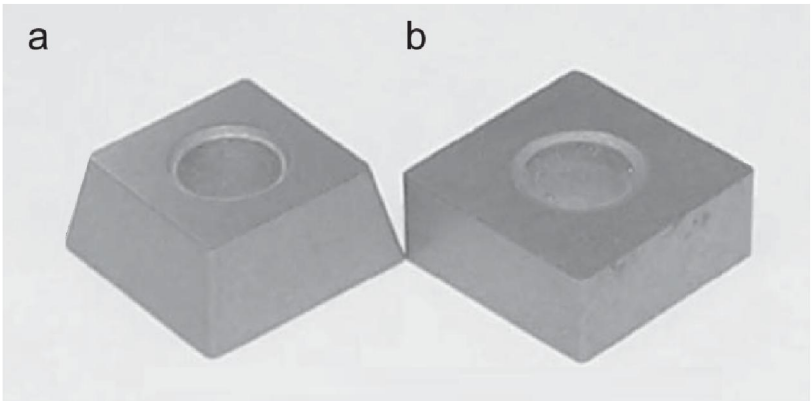
Površina reza A ovisit će o orijentaciji rezne pločice i dubini reza d. Kod reznih pločica kvadratičnog oblika, gdje su bočni i napadni kut jednaki nuli, površina reza jednaka je umnošku širine rezne pločice w i dubine reza d.

Danas se pločice pričvršćuju na zube vijcima za razliku od starijeg reznog alata gdje se pločice pričvršćuju varenjem. Vijčanim spajanjem izbjegnuta je kruta veza pločica, što je rezultiralo smanjenim otkidanjem pločica. Kada istrošenost pločica odnosno vrhova, postane takva da piljenje više nije moguće, jednostavnim odvijanjem i zakretanjem pločica za rezanje namjeste se neistrošeni vrhovi. Konstrukcijski, rezne pločice se razlikuju po svom materijalnom sastavu i obliku. Na tržištu postoji nekoliko oblika reznih pločica, a najčešće se koriste rezne pločice u obliku kvadrata, kruga i zvijezde (slika 2.7.). Pored materijalnog sastava, trajnost rezne pločice ovisi o njenom obliku. Kod kvadratičnog i zvjezdastog oblika, svaki vrh rezne pločice predviđen je za rezanje.



Slika 2.7. Rezne pločice a) kvadratičnog oblika, b) kružnog oblika, c) zvjezdastog oblika. (Primavori, 2005).

Pločice kvadratičnog oblika mogu biti izvedene u obliku kvadra ili krnje piramide (slika 2.8.). Pločice u obliku krnje piramide (slika 2.8. a.) imaju četiri vrha predviđena za rezanje, a napadni kut može biti pozitivan ili negativan. U pravilu, kod primjene takvih pločica, uvijek se nastoji da napadni kut bude pozitivan. Također je važno napomenuti da kod ovog tipa pločica kut otklona rezne pločice može biti različit od napadnog kuta.
Kod pločica u obliku kvadra (slika 2.8. b.), bez obzira na njihovu orijentaciju na reznom lancu, nemoguće je postići pozitivni napadni kut. S obzirom na geometrijski oblik kod navedenih pločica predviđeno je 8 vrhova za rezanje dok je napadani kut uvijek negativan, a kut otklona rezne pločice uvijek je jednak napadnom kutu.



Slika 2.8. a) pločica oblika krnje piramide b) pločica oblika kvadra (Copur, 2009).

U našim kamenolomima najčešće se koriste rezne pločice u obliku kvadra, s obzirom na cijenu i broj vrhova predviđenih na rezanje. Razmatranje o prednostima/manama primjene jednog ili drugog tipa reznih pločica prikazano je u petom poglavlju.

Rezne pločice se najčešće izrađuju od nelegiranog čelika sa prevlakom od volfram-karbida, a primjenjuju se u mekim do srednje tvrdim stijenama. Za abrazivne i vrlo tvrde stijene koriste se pločice izrađene od polikristalnih dijamanata sa prevlakom od volfram-karbida. Polikristalni dijamant (PKD) sintetički je dijamant dobiven u tehnološkom procesu

sintetiziranjem (na visokoj temperaturi i pod velikim tlakom) odabranih dijamantnih čestica. Na tako dobiven PKD nanosi se volfram-karbidni supstrat, koji pri izradi alata stvara dodatnu čvrstoću i bolje plošne karakteristike za spajanje s ostalim metalima. Sintetički dijamant jeftiniji je od prirodnog, a zbog svoje specifične strukture i prisutnosti volfram-karbida otporniji je i na udarce (Primavori, 2005).

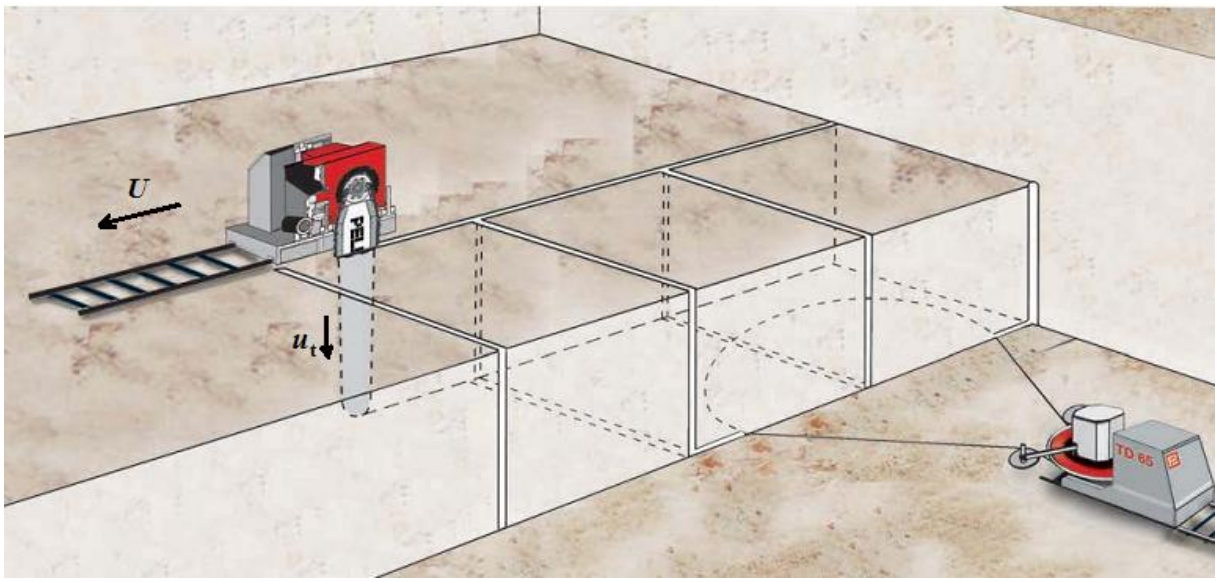
Rezne pločice izrađene od polikristalnih dijamanta imaju veću trajnost u pogledu trošenja, međutim zbog krtosti su manje otporne na udarce u odnosu na rezne pločice izrađene od nelegiranog čelika. Pored navedenog, rezne pločice izrađene od polikristalnih dijamanta imaju višu cijenu. Pri odabiru tipa rezne pločice potrebno je analizirati omjer cijene reznih pločica i površine ispiljenog reza. Prema podacima proizvođača omjer je povoljniji pri primjeni polikristalnih pločica. U našim kamenolomima ipak se najčešće koriste rezne pločice od nelegiranog čelika. Tvrtka „Kamen-Pazin“ pokušala je primijeniti rezne pločice izrađene od polikristalnih dijamanta, no njihova primjena se nije zadržala. Razlog tome je učestalije pucanje reznih pločica u odnosu na klasične pločice što je u konačnici rezultiralo povećanim troškovima.

2.3. Radne veličine lančane sjekačice

Učinkovitost lančane sjekačice pri eksploataciji arhitektonskog kamena ovisi o pravilnom izboru konstruktivnih i radnih veličina stroja, reznih elemenata te uvjeta i načina otkopavanja u određenoj vrsti stijene. Poznavanje utjecaja pojedinih veličina na učinak rada i potrošnju reznog alata, te načina na koji pojedini čimbenici utječu jedni na druge i kako se njihov pojedinačni i međusobni utjecaj odražava na svekoliki proces eksploatacije, omogućava izbor optimalnih alata i optimalnog režima rada.

Primarna pogonska energija lančanih sjekačica je uvijek električna, dok sekundarna energija za pogon motora može biti električna ili hidraulična. Kod izvedbe sjekačice gdje je i primarna i sekundarna energija električna regulacija motora obavlja se pomoću invertera, dok se kod izvedbi sa hidrauličkim motorima upravljanje obavlja pomoću regulatora tlaka u hidrauličkom sustavu. Neovisno o izvedbi sjekačice, ključne radne veličine kojima upravlja rukovatelj su brzina posmaka U sjekačice i brzina lanca u_t (slika 2.9.). Kod sjekačica koje se pomiču po tračnicama, posmak stroja odvija se pomoću uređaja koji se sastoji od pogonskog motora, lančanika i ozubljene letve. Kod normalnog režima rada posmak sjekačice je konstantan, dok se opterećenje stroja mijenja ovisno o vrsti kamena odnosno ukupnom otporu rezanja. Brzinu

posmaka U potrebno je prilagoditi uvjetima odnosno otporima tijekom rezanja, a regulacija se vrši pomoću regulatora koji se nalazi na upravljačkoj ploči sjekačice. Pravac gibanja lanca može biti okomit ili pod određenim kutom u odnosu na smjer posmaka, a ovisi o položaju mača. Lanac se pokreće pomoću pogonskog lančanika koji je spojen s motorom. Brzina lanca U_t, kao i brzina posmaka mora biti prilagođena otporima koji se javljaju tijekom rezanja. Brzina lanca je u prosjeku 2000 puta veća od brzine posmaka. Brzina lanca se regulira pomoću regulatora na upravljačkoj ploči sjekačice, a optimalna brzina lanca u našim kamenolomima iznosi oko 1,4 m/s (Dunda i Kujundžić, 2003). Optimalne vrijednosti brzine posmaka i reznog lanca temelje se na preporuci proizvođača i/ili iskustvu rukovatelja sjekačice, dok su maksimalne vrijednosti radnih veličina ograničene konstrukcijom i snagom sjekačice.

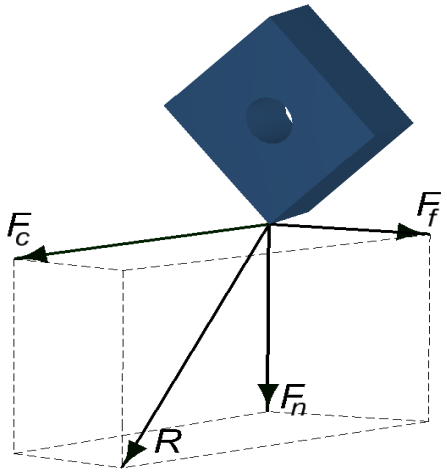


Slika 2.9. Radne veličine pri radu sjekačice (Pellegrini, 2009).

3. MEHANIKA REZANJA STIJENA

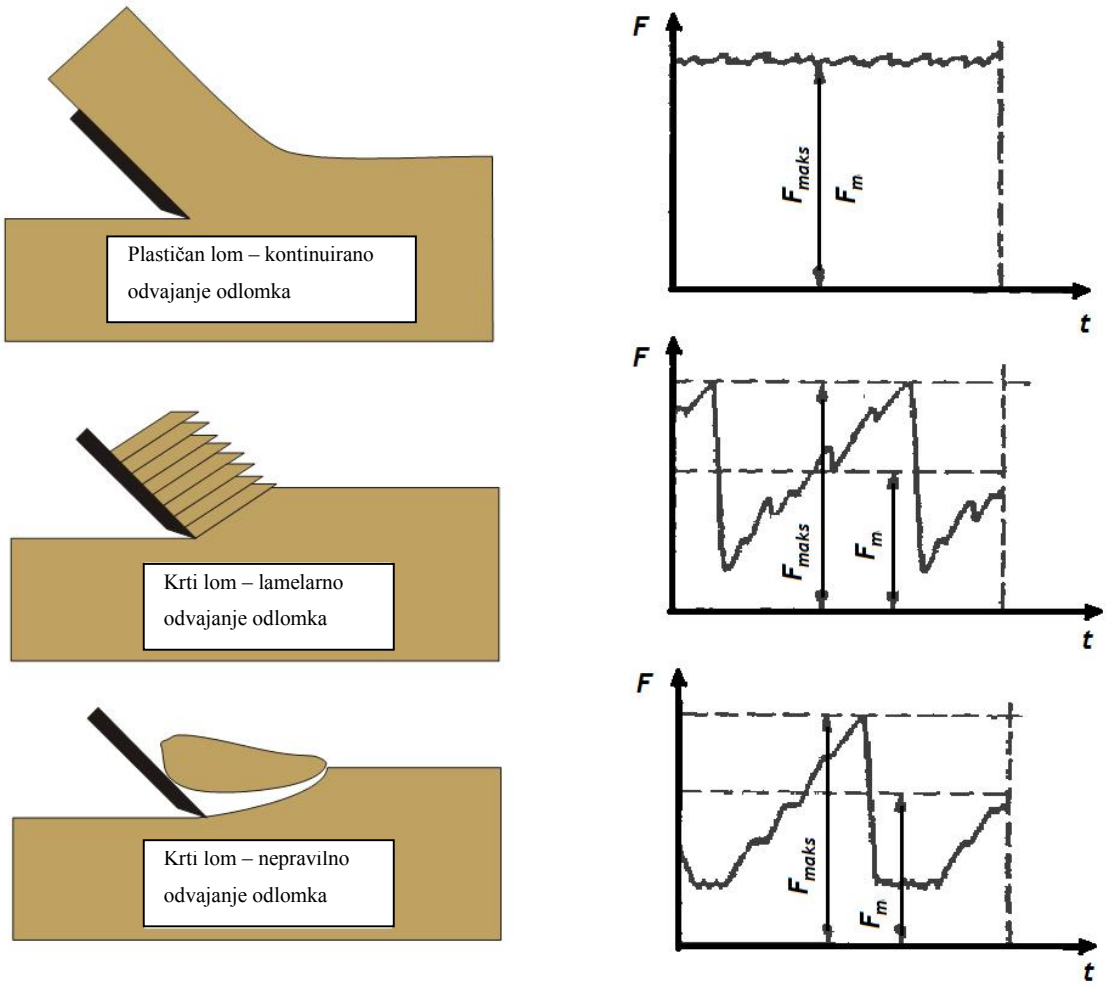
Poznavanje mehanike rezanja neophodno je pri razmatranju učinaka pojedenih rudarskih strojeva koji iskopavaju rezanjem odnosno struganjem kao što su tuneleri za sukcesivni iskop, tuneleri za punoprofilni iskop, lančane sjekačice, strojevi za kontinuirani iskop na površini itd.. Mehanika rezanja stijena istražuje utjecaj uvjeta rezanja na tijek i način nastajanja odvojene čestice, te sile, naprezanja i deformacije koje se pri tome javljaju. Sile koje se javljaju pri rezanju imaju presudan utjecaj na konstrukciju i trajnost reznih alata. Ključni čimbenici koji utječu na intenzitet, pravac i smjer sile rezanja su: fizikalno - mehaničke i strukturne značajke stijenske mase, geometrijske veličine reznog alata te uvjeti rezanja.
Rezultantna sila R koja se javlja tijekom rezanja uslijed interakcije stijene i reznog alata može se rastaviti na tri ortogonalne komponente (slika 3.1.).

- tangencijalna ili horizontalna sila F_c, djeluje u smjeru paralelno s trajektorijom alata,
- normalna sila ili vertikalna sila F_n, djeluje okomito na trajektoriju alata,
- bočna sila F_f djeluje okomito na ravninu koja je određena prethodnim dvjema silama.



Slika 3.1. Rezultantna sila rezanja i njene komponente.

Istraživanjima je također ustanovljeno da svojstva stijena i geometrijske veličine reznog alata utječu na oblik odlomka pri rezanju. Uz pretpostavku da je stijena intaktna, generalno se mogu razlikovati dvije vrste loma, odnosno plastični i krti lom. Kod plastičnog loma dolazi do kontinuiranog odvajanja odlomaka, dok kod krtog loma dolazi do lamelarnog odvajanja odlomaka po smičnoj ravnini. Opće je poznato da prilikom rezanja stijena dolazi do velike promjene rezne sile, a odlomci stijene se formiraju diskontinuirano (Nishimatsu, 1972). S obzirom na to da stijena nije intaktna, prilikom rezanja dolazi do krtog loma po pukotinama, a odlomci su nepravilnog oblika (slika 3.2.).



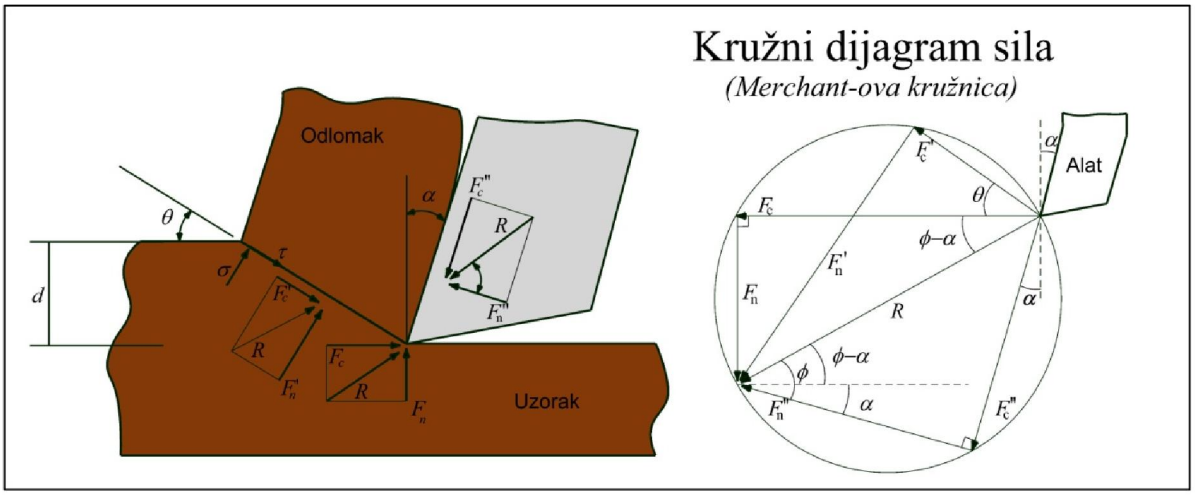
Slika 3.2. Tipovi loma i amplitude sila za vrijeme rezanja (Mohamad, 1992).

Iz slike 3.2. vidljivo je da tip loma značajno utječe i na vrijednost amplitude sile za vrijeme rezanja. Kod plastičnog loma maksimalna sila F_{maks} približno je jednaka srednjoj vrijednosti sile $F_{m,}$ stoga je amplituda sile za vrijeme rezanja mala. Nasuprot tome, kod krtog loma amplituda sile za vrijeme rezanja je vrlo velika. Velika promjena sila je posljedica diskontinuiranog odvajanja odlomaka što u konačnici rezultira većim vibracijama i dinamičkim naprezanjima na reznim alatima.

Težnja za razumijevanjem mehanizma rezanja stijena dovela je do razvoja različitih modela. Brojni autori su predložili razne modele kako bi opisali veličine koje utječu na učinkovitost rezanja. Rezivost stijenske mase može se odrediti na temelju vrijednosti sila koje se pojavljuju na reznom alatu i energije koja se utroši na rezanje. Sile koje se javljaju na reznom alatu pri rezanju mogu se odrediti grafičkim i analitičkim postupcima, numeričkim metodama ili laboratorijskim ispitivanjima mjerenjem sile na reznom alatu.

3.1. Merchant-ov model

Merchant (1945) je prvi predstavio model za proračun sila koje se javljaju na reznom alatu pri obradi metala. Mnogi istraživači su kasnije primijenili Merchant-ovu teoriju kako bi razvili modele koji preciznije opisuju mehanizme rezanja. Merchant-ov model primjenjiv je za rezne alate s oštricom u obliku klina, uz pretpostavku da do sloma dolazi po smičnoj ravnini, gdje je vrh reznog alata okomit na pravac gibanja alata. Do odlamanja materijala dolazi po ravnini, od vrha reznog alata sve do slobodne površine, koja sa horizontalnom ravninom zatvara kut θ. Merchant-ov model se temelji na pretpostavci da je dubina reza d znatno manja od širine reznog alata, a model je primjenjiv i za određene vrste ugljena. Na slici 3.3. prikazane su sile koje djeluju na odlomak materijala uslijed ortogonalnog rezanja. Merchant je pretpostavio da su sile koje djeluju na odlomak u ravnoteži.



Slika 3.3. Merchant-ov model i kružni dijagram sila (Merchant, 1945).

Ukoliko su poznate određene geometrijske veličine na temelju Merchant-ovog kružnog dijagrama sila (slika 3.3.) mogu se odrediti sljedeće komponente rezultantne sile rezanja R:

F_c – tangencijalna sila rezanja (N),

F_n – normalna sila rezanja (N),

F'_c – tangencijalna sila u ravnini smicanja (N),

F'_n – normalna sila u ravnini smicanja (N),

F''_n – normalna sila na prednju površinu alata (N),

F''_c – tangencijalna sila na prednju površinu alata (N).

Tangencijalna sila rezanja F_c i normalna sila rezanja F_n su jedine sile koje se mogu mjeriti laboratorijskim ispitivanjima. Vrijednosti tangencijalne i normalne sile na prednjoj površini

alata i u ravnini smicanja ne mogu se mjeriti, već se određuju grafičkim ili analitičkim postupcima. Za izračun rezultantne sile rezanja potrebno je izračunati površinu plohe loma i naprezanja u ravnini sloma.

Površina plohe loma A_s jednaka je:

$$A_s = w \cdot \frac{d}{\sin\theta} \,(\mathrm{m}^2), \tag{3.1}$$

gdje je:

w – širina reznog alata (m),

d – dubina rezanja (m),

θ – kut koji zatvara ravnina sloma sa horizontalnom ravninom (°).

Kada su sile u ravnoteži tada normalno naprezanje σ u ravnini smicanja iznosi:

$$\sigma = \frac{F_n^{'}}{A_s} = \frac{\sin\theta}{d \cdot w} \cdot R \cdot \sin(\theta + \phi - \alpha) \,(\mathrm{N/m}^2), \tag{3.2}$$

gdje je:

θ – kut koji zatvara ravnina sloma sa horizontalnom ravninom (°),

R – rezultantna sila rezanja (N),

ϕ – kut između rezultantne i normalne sile (°),

α – pozitivni napadni kut rezanja (°).

Na isti način tangencijalno naprezanje τ u ravnini smicanja iznosi:

$$\tau = \frac{F_c^{'}}{A_s} = \frac{\sin\theta}{d \cdot w} \cdot R \cdot \cos(\theta + \phi - \alpha) \,(\mathrm{N/m}^2). \tag{3.3}$$

U Merchant - ovom modelu usvojen je Mohr-Coulombov kriterij loma:

$$\tau = \tau_0 + \sigma \tan\gamma` \,(\mathrm{N/m}^2), \tag{3.4}$$

gdje je

σ – normalno naprezanje (N/m^2),

τ_0 – kohezija (N/m^2),

$\gamma`$ – kut unutarnjeg trenja materijala (°).

Ukoliko se vrijednosti σ i τ uvrste u jednadžbu Mohr-Coulomb-ov kriterij loma, a površina plohe loma svede na jedinicu dužine reznog alata, tada je rezultantna sila R jednaka:

$$R = \frac{\tau_0 \cdot d \cdot \cos\gamma`}{\sin\theta \cdot \cos(\theta + \phi - \alpha + \gamma`)} \text{(N)}. \tag{3.5}$$

Ukoliko se prethodna jednadžba diferencira po kutu plohe sloma θ i izjednači s nulom tada je moguće izračunati kut plohe sloma pri kojem je sila rezanja minimalna:

$$\frac{dR}{d\theta} = \frac{d}{d\theta}\left(\frac{\tau_0 \cdot d \cdot \gamma`}{\sin\theta\cos(\theta + \phi - \alpha + \gamma`)}\right). \tag{3.6}$$

Prema tome kut plohe sloma θ jednak je:

$$\theta = \frac{\pi}{4} - \left(\frac{\phi - \alpha + \gamma`}{2}\right)(^{o}). \tag{3.7}$$

Uvrštavanjem kuta θ u izraz rezultantne sile R tada je:

$$R = \frac{2 \cdot \tau_0 \cdot d \cdot \cos\gamma`}{1 - \sin(\phi - \alpha + \gamma`)} \text{(N)}. \tag{3.8}$$

Tangencijalna komponenta sile rezanja jednaka je:

$$F_c = \frac{2 \cdot \tau_0 \cdot d \cdot \cos\gamma` \cdot \cos(\phi - \alpha)}{1 - \sin(\phi - \alpha + \gamma`)} \text{(N)}. \tag{3.9}$$

Normalna komponenta sile rezanja jednaka je:

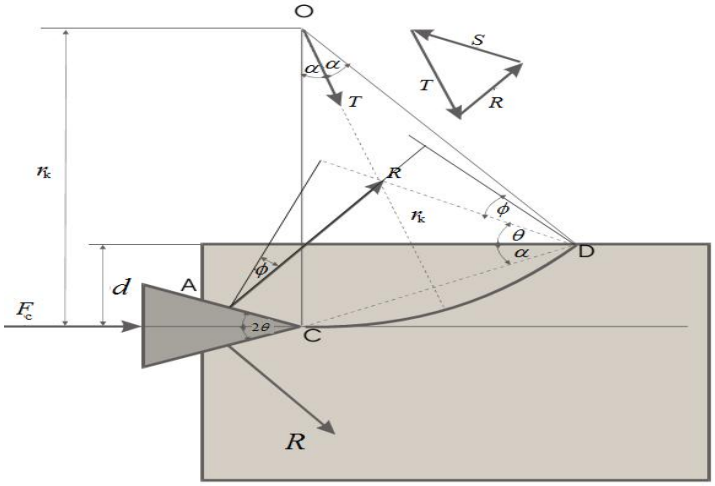
$$F_n = \frac{2 \cdot \tau_0 \cdot d \cdot \cos\gamma` \cdot \sin(\phi - \alpha)}{1 - \sin(\phi - \alpha + \gamma`)} \text{(N)}. \tag{3.10}$$

Vrijednosti sila za navedene izraze izražene su po jedinici duljine reznog alata.

3.2. Evans-ov model

Prijašnjim istraživanjima (Evans, 1962) ustanovljeno je da se modeli razvijeni za rezanje metala ne mogu primijeniti u mehanici rezanja stijena. Isto tako nije ustanovljena sličnost u formiranju odlomaka tijekom rezanja stijena i metala. Evans (1962) je ustanovio da prilikom rezanja ugljena ne dolazi do kontinuiranog odvajanja odlomaka, već se odlomci ugljena odvajaju diskontinuirano po kružnom luku uslijed vlačnih naprezanja. Na temelju ispitivanja i teoretskih razmatranja razvio je model za rezanje stijena za rezne alate u obliku klina (slika 3.4.). Model je razvijen uz slijedeće pretpostavke:

- Rezultantna sila *R* djeluje pod kutom ϕ koji zatvara sa normalom na površinu reznog alata.
- Rezultanta vlačnih sila *T* djeluje okomito na kružni luk CD
- Sila *S* je potrebna da bi sile koje djeluju na odlomak bile u ravnoteži
- Penetracija klina je mala u odnosu na dubinu reza *d*.



Slika 3.4. Evans-ov model (Evans, 1962).

Uz pretpostavku da su sile koje djeluju na odlomak ugljena uslijed vlačnih naprezanja u ravnoteži tada je sila *T* izražena po jedinici širine alata jednaka:

$$T = \sigma_t \cdot r \int_{-\alpha_1}^{\alpha_1} \cos\omega \cdot d\omega = 2\sigma_t \cdot r \cdot \sin\alpha_1 \text{ (N)}, \tag{3.11}$$

gdje je:

$r \cdot d\omega$ – element kružnog luka CD,

r_k – radijus kružnog luka (m),

ω – kut koji zatvara radijus simetrije sa kružnim lukom CD (°),

σ_t – vlačna čvrstoća (N/m^2),

α_1 – polovica središnjeg kuta kružnog luka (°).

Uzimajući u obzir da su momenti oko točke D u ravnoteži, tada je:

$$R \cdot \frac{d}{\sin\alpha_1} \cdot \cos(\alpha_1 + \theta + \phi) = T \cdot r_k \cdot \sin\alpha_1 , \tag{3.12}$$

gdje je:

R – rezultantna sila koja djeluje na površinu klina (N),

d –dubina rezanja (m),

ϕ – kut koji rezultantna sila *R* zatvara sa normalom na površinu reznog alata (°).

Prema geometrijskim odnosima vrijedi da je:

$$r_k \cdot \sin\alpha_1 = \frac{d}{2\sin\alpha_1}. \tag{3.13}$$

Rezultantna sila R jednaka je:

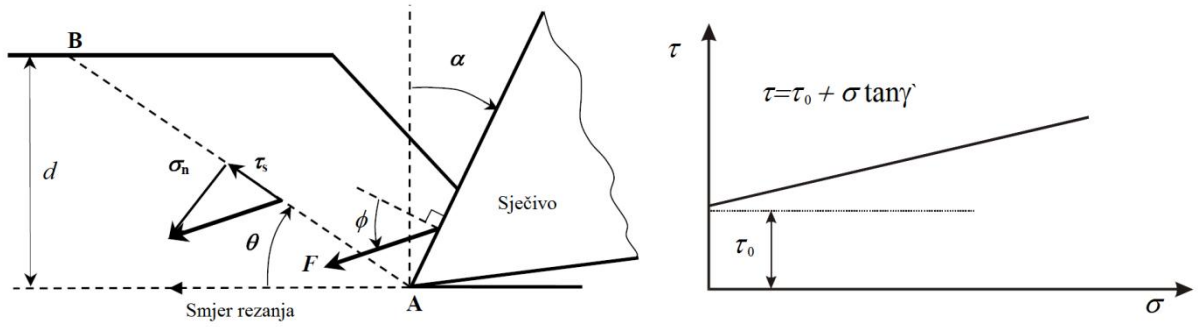
$$R = \frac{\sigma_t \cdot d}{2 \cdot \sin\alpha \cdot \cos(\alpha_1 + \theta + \phi)} \text{ (N)}. \tag{3.14}$$

Horizontalna komponenta sile R jednaka je $R\sin(\theta+\phi)$, a s obzirom na simetriju sila koje djeluju na klinu, ukupna sila rezanja F_c jednaka je:

$$F_c = 2 \cdot R\sin(\theta+\phi) = \frac{d \cdot \sigma_t \cdot \sin(\theta+\phi)}{\sin\alpha_1 \cdot \cos(\alpha_1 + \theta + \phi)} \text{ (N)}. \tag{3.15}$$

3.3. Nishimatsu-ov model

Nishimatsu (1972) je predložio model za rezanje stijena koji se temelji na Merchant-ovoj teoriji rezanja. Nishimatsu je pretpostavio da do sloma materijala dolazi po posmičnoj ravnini *AB*, a oblik loma ima jednostavni geometrijski oblik klina (slika 3.5.). Na temelju oblika odlomljenih čestica, zaključio je da pri rezanju stijena ne dolazi do plastičnih deformacija. S obzirom na to da se kod stijena javlja krti lom, Nishimatsu je pretpostavio da naprezanja duž posmične ravnine AB nisu jednolika već da je naprezanje najveće u točki A (slika 3.5.).



Slika 3.5. Raspodjela naprezanja i sila pri ortogonalnom rezanju (Nishimatsu,1972).

Također je pretpostavio da se veličina naprezanja koja djeluje po jedinici dužine AB može izračunati prema jednadžbi (3.16):

$$p = p_0\left(\frac{d}{\sin\theta} - \lambda\right)^n \text{ (N/m}^2\text{)}, \tag{3.16}$$

gdje je:

p_0 – konstanta određena na temelju ravnoteže sila,

d – dubina reza (m),

θ – kut između smjera rezanja i dužine AB (°),

λ – udaljenost od točke A do proizvoljno odabrane točke na dužini AB (m),

n – faktor raspodjele naprezanja.

Druga pretpostavka je da je smjer naprezanja p konstantan duž dužine AB, a vrijednost dobivena integriranjem izraza naprezanja po dužini AB je u ravnoteži sa rezultantnom silom rezanja F:

$$F + p_0 \int_0^{\frac{d}{\sin\theta}} \left(\frac{d}{\sin\theta} - \lambda\right)^n d\lambda = 0 \tag{3.17}$$

Integriranjem drugog člana jednadžbe (3.17), moguće je odrediti konstantu p_0:

$$p_0 = -(n+1)\cdot\left(\frac{d}{\sin\theta}\right)^{n+1}\cdot F \tag{3.18}$$

Uvrštavanjem jednadžbe 3.18 u jednadžbu 3.16, dobivaju se jednadžbe koje opisuju stanje naprezanja uslijed sile rezanja. Rastavljanjem rezultantnog naprezanja p na normalnu σ_n i tangencijalnu τ_s komponentu i uvrštavanjem λ=0, dobiju se maksimalne vrijednosti komponenti naprezanja:

$$\sigma_{n0} = -(n+1)\cdot\frac{\sin\theta}{d}\cdot F\cdot\sin(\theta-\alpha+\phi)\text{ (N/m}^2\text{)}, \tag{3.19}$$

$$\tau_{s0} = -(n+1)\cdot\frac{\sin\theta}{d}\cdot F\cdot\cos(\theta-\alpha+\phi)\text{ (N/m}^2\text{)}. \tag{3.20}$$

Uzimajući u obzir Mohr-Coulombov kriterij loma rezultantna sila F jednaka je:

$$F = \frac{2}{n+1}\cdot\frac{2\cdot d\cdot\tau_0\cdot\cos\gamma}{1-\sin(\gamma+\phi-\alpha)}\text{ (N)}. \tag{3.21}$$

Vertikalna komponenta jednaka je:

$$F_c = \frac{2}{n+1}\cdot\frac{\cdot d\cdot\tau_0\cdot\cos\gamma\cdot\cos(\phi-\alpha)}{1-\sin(\gamma+\phi-\alpha)}(N), \tag{3.22}$$

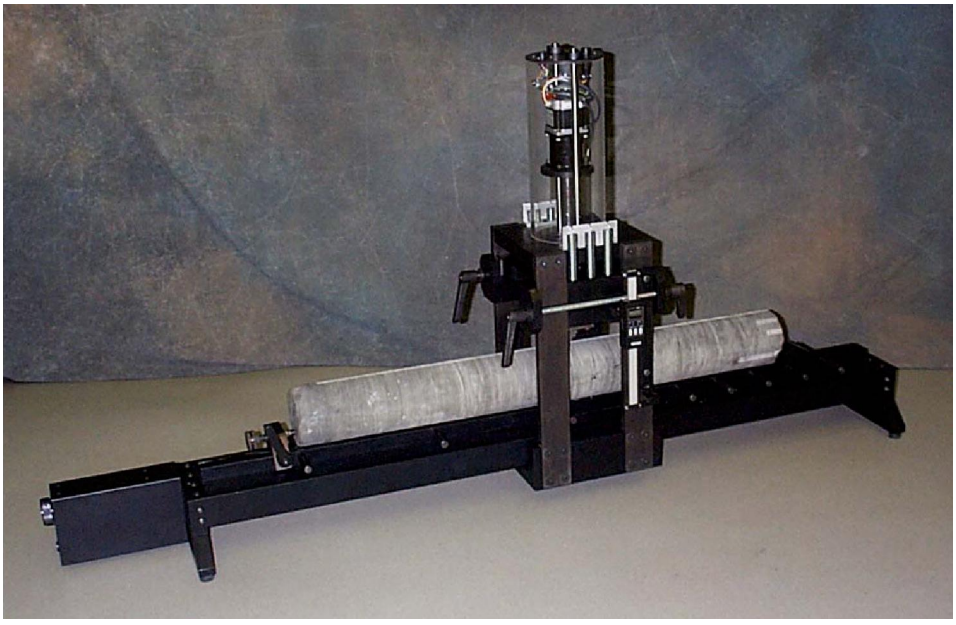
a horizontalna komponenta:

$$F_n = \frac{2}{n+1} \cdot \frac{\cdot d \cdot \tau_0 \cdot \cos\gamma \cdot \sin(\phi - \alpha)}{1 - \sin(\gamma + \phi - \alpha)} (\text{N}). \tag{3.23}$$

Kada je n=0 tada su jednadžbe 3.21, 3.22 i 3.23 jednake Merchant-ovom modelu.

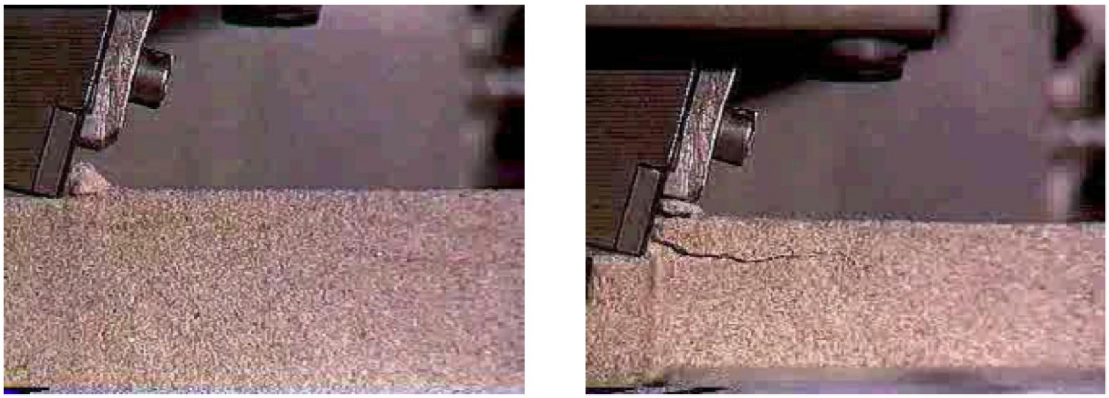
3.4. Detournay-ov i Defourny-ov model

Nove spoznaje o mehanici rezanja stijena proizlaze iz relativno nove metode, predložene za procjenu tlačne čvrstoće i kuta unutarnjeg trenja. Ova metoda se zasniva na činjenici da se tlačna čvrstoća može procijeniti na temelju specifične energije koja se utroši na rezanje uzoraka (Schei et al., 2000). Specifična energija se određuje pomoću uređaja za linearno rezanje (slika 3.6.). Uređaj je razvijen na Sveučilištu u Minnesoti, a sastoji se od postolja na kojem je smješten pokretni dio uređaja. Na postolju uređaja nalazi se prihvat za uzorak i pogonski motor. Linearno gibanje pokretnog dijela uređaja ostvaruje se pomoću motora, navojnog vretena i linearne vodilice. Pokretni dio uređaja se sastoji od: uređaja za namještanje dubine reza, uređaja za mjerenje horizontalne i vertikalne komponente sile rezanja, prihvata za reznu pločicu i rezne pločice. Prihvat rezne pločice konstruiran je na način kojim je moguće mijenjati napadni kut α i bočni napadni kut γ. Cijeli mjerni sustav uređaja povezan je sa računalom. Za vrijeme ispitivanja bilježi se brzina rezanja i sile koje se javljaju na reznoj pločici. Detaljan opis uređaja i princip rada opisan je u nekoliko radova (Schei et al., 2000), (Richard, 1999) i (Coudyzer, Richard, 2005).



Slika 3.6. Prototip uređaja za procjenu tlačne čvrstoće (Schei et al., 2000).

Eksperimentalnim istraživanjima utvrđeno je da se ovisno o dubini reza javljaju dva različita tipa loma (Schei et al., 2000). Pri malim dubinama rezanja (veće od zrna u materijalu, a manje od granične dubine iznad koje nastupa krti lom) dolazi do plastičnog sloma (slika 3.7.a.). Granična dubina rezanja kod koje nastupa plastičan lom ovisi o tvrdoći i jednoosnoj tlačnoj čvrstoći. Za većinu sedimentnih stijena granice dubine reza pri kojima još nastupa plastičan lom kreću se od 0,5 mm do 2 mm. Iznad te granice dolazi do krtog loma. Kod plastičnog loma dolazi do formiranja sitnijih odlomaka stijene ispred rezne pločice, a kod krtog loma pukotine se počinju širiti ispred vrha reznog alata u smjeru rezanja. U trenutku kad pukotina dosegne površinu uzorka dolazi formiranja većih odlomaka stijene (slika 3.7.b.).

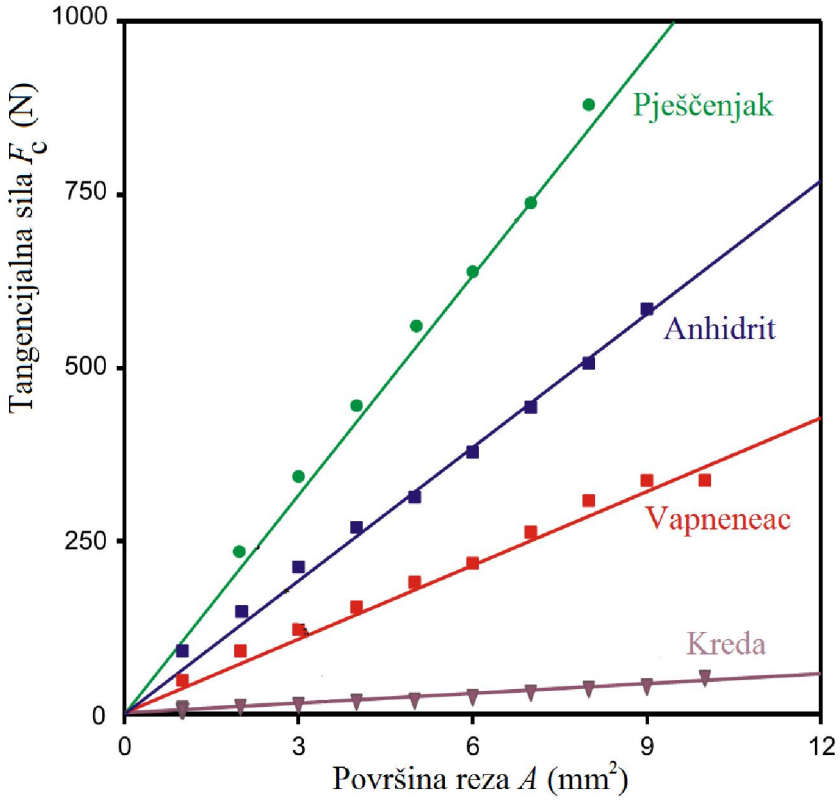


a) b)

Slika 3.7. Ispitivanje na uređaju za procjenu tlačne čvrstoće na uzorku pješčenjaka a) plastičan lom b) krti lom (Schei et al., 2000).

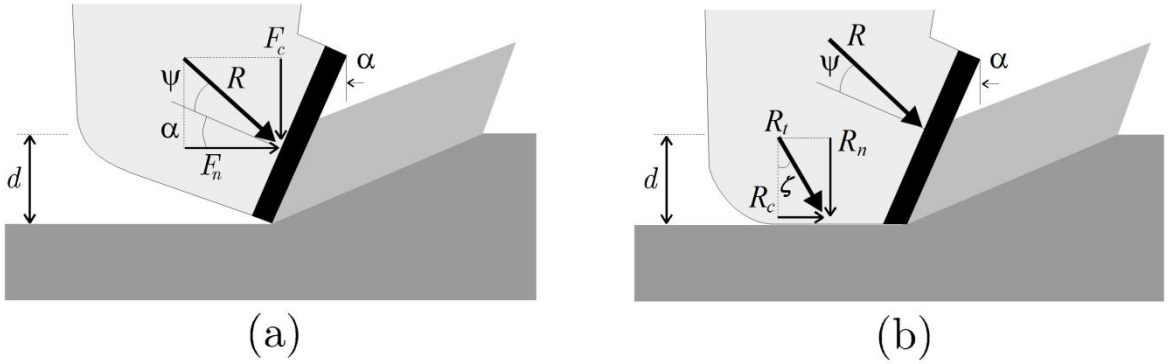
Pored navedenog, o tipu loma ovisi i odnos između tangencijalne komponente sile rezanja F_c i dubine reza d. Kod plastičnog loma tangencijalna komponenta je proporcionalna površini reza odnosno dubini reza s obzirom na to da je širina rezne pločice konstantna. Na slici 3.8. su prikazani odnosi tangencijalne sile i površine reza za različite vrste stijena. Rezultati su dobiveni laboratorijskim ispitivanjima na uređaju za pravolinijsko rezanje stijena (Richard, 1999).

Kod krtog loma, sa povećanjem dubine *d,* ne dolazi do naglog i linearnog povećanja sile, obzirom da energija potrebna za odlamanje materijala ovisi o površini pukotine, a ne o volumenu odlomljenog materijala kao kod plastičnog loma (Schei et al., 2000).



Slika 3.8. Ovisnost horizontalne sile rezanja o površini reza kod plastičnog loma (Richard, 1999).

Detournay i Defourny (1992) su predložili model za rezanje stijena sa kvadratičnim reznim pločicama. Model je primjenjiv isključivo za plastičan lom odnosno za male dubine rezanja pri čemu je odnos sile i površine reza linearan. Razvijeni model uzima u obzir i stupanj istrošenosti reznog alata, odnosno primjenjiv je za oštre i istrošene rezne pločice (slika 3.9.).



Slika 3.9. Raspodjela sila a) s neistrošenim reznim pločicama, b) s istrošenim reznim pločicama (Detournay i Defourny,1992).

U slučaju idealno oštrog alata (slika 3.9. a) jedina sila koja djeluje na stijenu javlja se uslijed interakcije kontaktne površine reznog alata i stijene. Kut koji zatvara rezultanata sila sa tangencijalnom silom određen je napadnim kutom α i kutom trenja ψ na kontaktnoj površini. Koeficijent trenja na kontaktnoj površini moguće je izračunati prema sljedećem izrazu:

$$\mu_c = \tan\psi \tag{3.24}$$

Odnos tangencijalne i normalne komponente moguće je izraziti preko koeficijenta *k:*

$$k = \frac{F_n}{F_c} \tag{3.25}$$

gdje je koeficijent *k* dan izrazom:

$$k = \tan(\psi + \alpha) \tag{3.26}$$

Prema ispitivanjima, koeficijent *k* vrlo malo ovisi o svojstvima stijene, a kreće se u granicama od 0,7 do 0,9 za PDK rezne pločice pri negativnom napadnom kutu od -15° do -20° (Richard et al., 2007). S obzirom na to da koeficijent *k* vrlo malo ovisi o svojstvima stijena, vrijednost koeficijenta može se koristiti kao mjera za stupanj istrošenosti reznog alata. Naime sa povećanjem stupnja istrošenosti reznog alata mijenja se i omjer tangencijalne i normalne sile. Uz pretpostavku da je odnos komponenti rezultantne sile i površine reza linearan, tada je tangencijalna komponenta jednaka:

$$F_c = \varepsilon \cdot A = \varepsilon \cdot w \cdot d \text{ (N)}, \tag{3.27}$$

a normalna komponenta jednaka je:

$$F_n = k \cdot \varepsilon \cdot A = k \cdot \varepsilon \cdot w \cdot d \text{ (N)}, \tag{3.28}$$

gdje je:

ε – stvarna specifična energija (Pa),

A – površina reza (m^2),

w – širina rezne pločice (m),

d – dubina rezanja (m).

Stvarna ili unutrašnja specifična energija ε predstavlja koeficijent proporcionalnosti između horizontalne sile rezanja F_c i površine reza. Pojam „*unutrašnja"* specifična energija opisuje energiju utrošenu isključivo na rezanje stijene. Drugim riječima definicija *unutrašnje* specifične energije ε ne uzima u obzir disipaciju energije kao posljedicu trenja između rezne

pločice i uzorka. Stvarna specifična energija je isključivo povezana sa rezivošću stijene koja ovisi o čvrstoći kamena, geometrijskim veličinama rezne pločice i u znatno manjoj mjeri o širini rezne pločice. Iako je uobičajeno mjernu jedinicu za specifičnu energiju izraziti u J/m^3 autori su odlučili izraziti specifičnu energiju u MPa što je numerički ekvivalentno J/m^3 (Schei et al., 2000). Razlog za uvođenje MPa umjesto J/m^3 autori obrazlažu činjenicom da *stvarna* specifična energija vrlo dobro korelira sa jednoosnom tlačnom čvrstoćom, a sam uređaj je razvijen s namjenom za procjenu tlačne čvrstoće.

U slučaju istrošenog reznog alata (slika 3.9. b) javlja se i dodatna sila trenja R_t koja djeluje na horizontalnom odnosno istrošenom djelu alata koji je u kontaktu sa stijenom. Kut ζ koji zatvara rezultanta sile trenja sa horizontalnom ravninom ovisi o koeficijentu trenja μ_s;
Prema tome tangencijalna R_c i vertikalna R_n komponenta rezultantne sile trenja su u sljedećem odnosu:

$$R_c = \mu_s \cdot R_n \text{ (N)}, \tag{3.29}$$

gdje je koeficijent trenja μ_s jednak,

$$\mu_s = \tan\zeta. \tag{3.30}$$

Uzimajući u obzir silu rezanja i dodatnu silu uslijed trenja alata i stijene tada je odnos ukupne tangencijalne i normalne komponente rezultante sile rezanja jednak:

$$F_c = (1 - \mu_s \cdot k) \cdot \varepsilon \cdot A + \mu_s \cdot F_n \text{ (N)}. \tag{3.31}$$

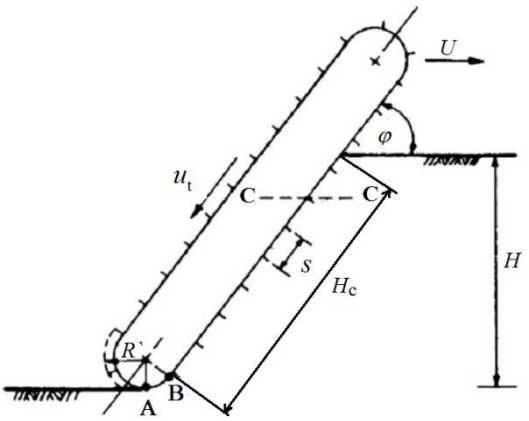
3.5. Usporedba analitičkih modela za rezanje stijena

U prethodnim potpoglavljima prikazan je kronološki razvoj analitičkih modela za rezanje stijena. Prilikom usporedbe, valja napomenuti da su Merchant-ov, Evans-ov i Nishimatsu-ov model razvijeni za rezne alate s pozitivnim napadnim kutom, dok je Detournay-ov i Defourny-ov model razvijen za alate sa negativnim napadnim kutom. Merchant-ov model je razvijen za procjenu sila na reznom alatu pri obradi metala rezanjem. Model nije primjenjiv za stijene s obzirom na to da pretpostavlja da prilikom rezanja dolazi do plastičnih deformacija. Evans je razvio model za rezanje stijena koji je baziran na krtom lomu. Model je primjenjiv za ugljen ili stijene gdje se prilikom rezanja odlomci odlamaju po kružnom luku. Nishimatsu-ov model također pretpostavlja da prilikom rezanja dolazi do krtog loma, a do formiranja odlomka dolazi po smičnoj ravnini pri čemu su najveća naprezanja na kontaktu alata i stijene. Jaime (2011) je u sklopu izrade doktorske disertacije prikazala usporedbu analitičkih modela sa dobivenim numeričkim modelom i rezultatima dobivenim na prijenosom uređaju za linearno rezanje. Prema navedenoj usporedbi, Nishimatsu-ov model se najbolje podudara sa laboratorijskim ispitivanjima.

Detournay-ov i Defourny-ov model je analitičko - empirijski model s obzirom na to da se model dijelom zasniva na eksperimentalnim rezultatima uređaja za pravolinijsko rezanje stijena. Navedeni model pretpostavlja da sile rezanja ovise o unutarnjoj specifičnoj energiji koja je direktno povezna sa tlačnom čvrstoćom. Model je primjenjiv isključivo za plastičan lom odnosno za male dubine rezanja. Glavni nedostatak svih analitičkih modela što razmatraju interakciju reznog alata i stijene dvodimenzionalno, dok se u stvarnosti ta interakcija odvija u tri dimenzije. Osim toga, svi modeli se oslanjaju isključivo na napadni kut alata, zanemarujući bočni kut i bočni napadni kut rezne pločice koji također imaju utjecaj na sile na reznom alatu. Upravo zbog toga su provedena laboratorijska ispitivanja na uređaju za pravolinijsko rezanje stijena koji omogućuje bilježenje sve tri komponente sile tijekom rezanja.

4. KINEMATIKA I DINAMIKA LANČANIH SJEKAČICA

Kao što je već spomenuto u prethodnim poglavljima, brzina posmaka i brzina lanca su dvije ključne radne veličine koje utječu na učinak sjekačica. Upravo o tim veličinama će ovisiti i dubina rezanja reznih pločica, kao ključan čimbenik koji utječe na učinkovitost sjekačica. Naime, sa povećanjem dubine rezanja sile koje se javljaju na reznim pločicama rastu, a specifična energija rezanja se smanjuje (Mellor 1976; Copur, 2009; Copur et. al, 2011).
Mellor (1978) je izložio teoriju kinematike i dinamike podsjekačica i lančanih sjekačica. Simboli korišteni pri analizi kinematike lančane sjekačice prikazani su na slici 4.1.



Slika 4.1. Simboli korišteni pri analizi kinematike lančane sjekačice (Mellor, 1976).

Dubina rezanja reznih pločica ovisit će brzini posmaka *U,* brzini lanca u_t i duljini mača u kontaktu sa stijenom H_C. Duljina mača koja je u kontaktu sa stijenom ovisi o dubini reza H i kutu koji mač zatvara sa pravcem rezanja φ. Duljina mača koja je u kontaktu sa stijenom H_C, zanemarujući zakrivljenu dužinu AB dana je izrazom:

$$H_C = \frac{H}{\sin\varphi}\,(\mathrm{m}), \tag{4.1}$$

gdje je:

H_c – duljina mača u kontaktu sa stijenom (m),

H – dubina rezanja sjekačice (m),

φ – kut između mača i pravca rezanja (°).

Kut između pravca rezanja i mača sjekačice može varirati, ali najčešće je jednak 90° ili manje od 90°. Uzdužni razmak reznih pločica koje se ponavljaju na reznom lancu jednak je duljini reznog segmenta *S.* Svaka rezna pločica ulazi u kontakt sa stijenom u točki A gdje je dubina rezanja približno jednaka nuli, a zatim se kontinuirano povećava kroz zakrivljeni dio

vrha mača *AB* dok ne dosegne konstantnu maksimalnu dubinu rezanja *d,* koja ostaje jednaka do izlaska reznih pločica iz reza. Pri analizi kinematike prijelazna dužina AB može se zanemariti obzirom na vrlo malu duljinu u odnosu na duljinu mača.

Dubina rezanja može se odrediti na temelju brzine posmaka sjekačice i vremenskog intervala Δt pri prolasku reznih pločica kroz presjek C-C`. Vrijeme potrebno za prolazak reznih pločica (rezne pločice koje se ponavljaju na reznom lancu) kroz presjek C-C` proporcionalno je duljini reznog segmenta, a obrnuto proporcionalno tangencijalnoj brzini reznih pločica odnosno brzini lanca u_t:

$$\Delta t = \frac{S}{u_t} \text{ (s)}, \tag{4.2}$$

gdje je:

Δt – vremenski interval prolaska reznih pločica (s),

S – duljina reznog segmenta (m),

u_t – brzina reznog lanca (m/s).

U istom vremenskom intervalu Δt, posmak sjekačice uzrokuje horizontalni pomak lanca. Ukoliko je mač okomit na pravac rezanja tada je dubina rezanja reznih pločica jednaka:

$$d = U \cdot \Delta t = U \cdot \frac{S}{u_t} \text{ (m)}, \tag{4.3}$$

gdje je:

d – dubina rezanja reznih pločica (m),

U – brzina posmaka sjekačice (m/s).

Efektivna dubina rezanja reznih pločica ovisi o položaju mača odnosno kutu koji mač zatvara s pravcem rezanja. Prema tome, efektivna dubina reza reznih pločica jednaka je:

$$d = \frac{U}{u_t} \cdot S \cdot \sin\varphi \text{ (m)}. \tag{4.4}$$

Broj segmenata koji su u kontaktu sa stijenom S_C ovisi o duljini mača koja je u kontaktu sa stijenom H_C i duljini segmenta S:

$$S_C = \frac{H_C}{S} \tag{4.5}$$

Broj reznih pločica koje su u kontaktu s stijenom T_C dan je izrazom:

$$T_C = S_C \cdot T_S, \tag{4.6}$$

gdje je T_S broj reznih pločica u segmentu.

Suma tangencijalnih sila na reznim pločicama koje su u kontaktu sa stijenom predstavlja tangencijalnu silu F^C koja djeluje na mač (slika 4.2.)

$$F^C = \sum_{i=1}^{T_C} F_{ci} (\mathrm{N}), \tag{4.7}$$

gdje je:

F^C – ukupna tangencijalna sila koja djeluje na mač (N),

T_C – broj reznih pločica koje su u kontaktu sa stijenom,

F_{ci} – tangencijalna sila na i-toj reznoj pločici (N).

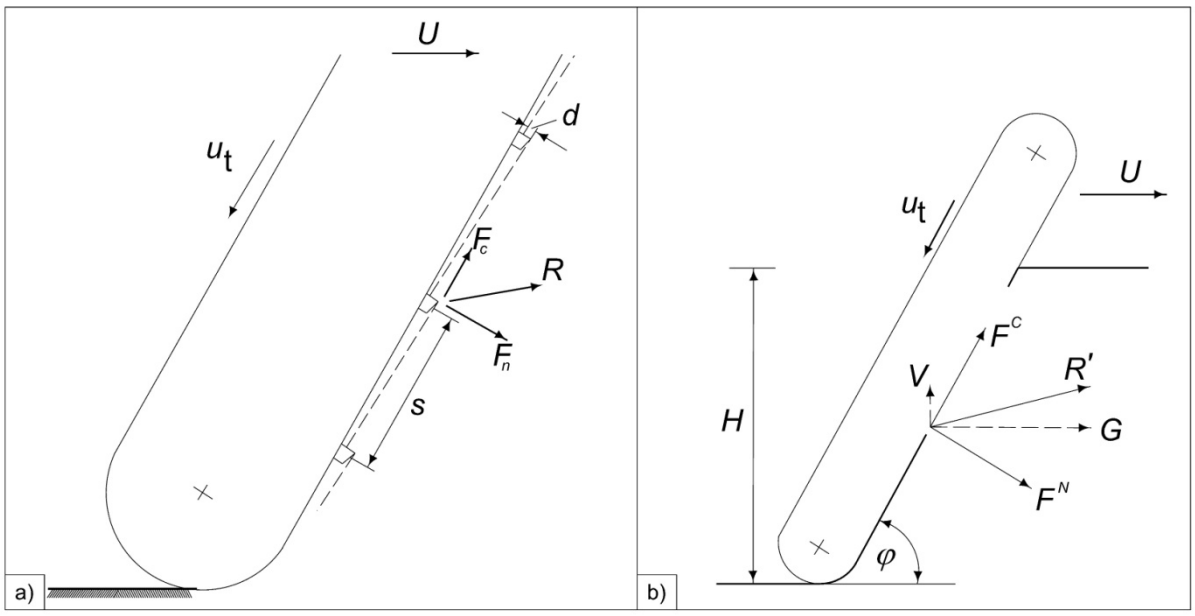
Normalna sila koja djeluje na mač F^N jednaka je sumi normalnih sila na reznim pločicama koje su u kontaktu sa stijenom.

$$F^N = \sum_{i=1}^{T_C} F_{ni} \, (\mathrm{N}), \tag{4.8}$$

gdje je:

F^N – ukupna normalna sila koja djeluje na mač (N),

F_{ni} – normalna sila na i-toj reznoj pločici (N).



Slika 4.2. Raspodjela sila a) na reznim pločicama b) na maču (Mellor,1978).

Mellor (1978) je pretpostavio da je omjer tangencijalne F^C i normalne sile F^N koje djeluju na mač jednak omjeru tangencijalne F_c i normalne sile F_n na individualnim reznim pločicama. Takva pretpostavka vrijedi u uvjetima kada su geometrijske veličine reznih pločica duž reznog lanaca jednake, što kod većine današnjih sjekačica nije slučaj. Omjer tangencijalne i vertikalne komponente može se izraziti preko koeficijenta k čija vrijednost ovisi o geometrijskim veličinama reznog alata i stupnju istrošenosti rezne pločice, dok dubina reza ima vrlo mali utjecaj:

$$k = \frac{F_n}{F_c} = \frac{F^N}{F^C} \tag{4.9}$$

Normalna sila F^N koja djeluje na lanac stvara dodatnu silu trenja $\mu_L * F^N$, gdje je μ_L efektivni koeficijent trenja između lanca i vodilica na maču sjekačice. Relativna veličina sile trenja $\mu_L * F^N$ varira ovisno o vrijednosti koeficijenta k. Sila trenja također se može povećati uslijed tangencijalne sile F^C, no za potrebe teoretskog razmatranja dodatno povećanje otpora može se izraziti kroz dodatnu silu trenja $\mu_L * F^N$, s obzirom da su F^N i F^C više ili manje proporcionalne.

Ukupna vučna sila lanca F_L je maksimalna na strani lanca gdje je pogonski lančanik u zahvatu sa lancem. Ukupna vučna sila lanca F_L sastoji se od osnovnog otpora uslijed gibanja lanca F^d, dodatnog otpora $\mu_L * F^N$, kao posljedica povećanja osnovnog otpora uslijed normalne sile lanca F^N i tangencijalne sile F^C:

$$F_L = F^d + \mu_L \cdot F^N + F^C \text{ (N)}. \tag{4.10}$$

Prilikom konstrukcije, vlačna čvrstoća lanca mora biti veća od ukupne sile lanca F_L. Ukupna snaga potrebna za pokretanje lančanika odnosno lanca mora savladati otpore uslijed trenja između pokretnih dijelova na maču i otpor uslijed rezanja i transporta odlomljenog materijala. Ukupna snaga potrebna za pokretanje pogonskog lančanika:

$$P_{BT} = F_L \cdot v_t = \left(F^d + \mu_L \cdot F^N + F^C\right) \cdot v_t \text{ (W)}. \tag{4.11}$$

Snagu potrebnu za savladavanje osnovnog otpora $F^d * v_t$, moguće je izmjeriti u praznom hodu sjekačice. Tada je snaga potrebna isključivo za rezanje jednaka:

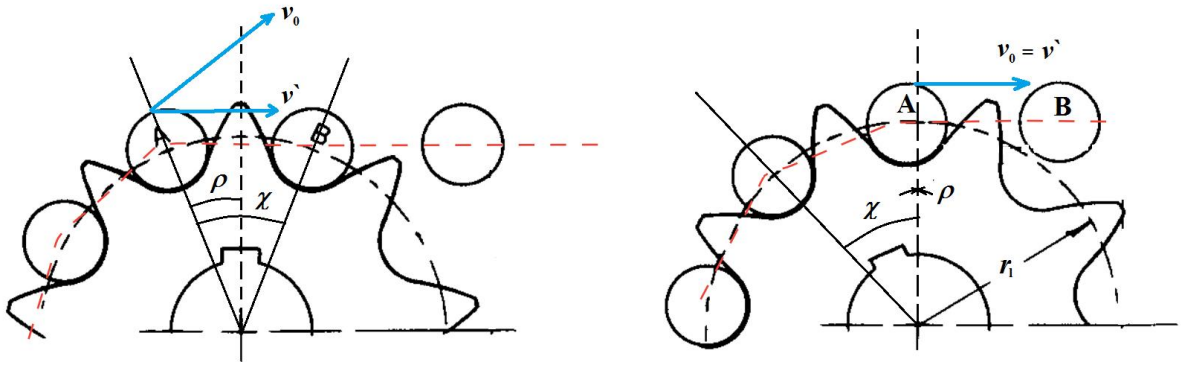
$$P_B = \left(\mu_L \cdot F^N + F^C\right) \cdot v_t \text{ (W)}. \tag{4.12}$$

Za praktičnu primjenu, uz pretpostavku da je koeficijent k konstantan ukoliko se uvjeti tijekom rezanja ne mijenjanju, pogonska snaga može se izračunati prema sljedećem izrazu:

$$P_B = \left(\mu_L k + 1\right) \cdot F^c \cdot v_t \text{ (W)}. \tag{4.13}$$

U ovom izrazu, vrijednost koeficijenta trenja μ_L se kreće oko 0,1, a vrijednost koeficijenta k jednaka je 1,0 za nove rezne pločice, odnosno 2,0 za djelomično istrošene rezne pločice.

Valja napomenuti da snaga pogonskog lančanika nije konstantna za vrijeme rezanja s obzirom na to da linearna brzina za vrijeme rezanja nije konstantna. Promjena brzine lanca tijekom rezanja je posljedica neujednačenog prijenosa gibanja lanca lančane sjekačice (Dunda, 1991). Naime, kod lančane sjekačice prijenos gibanja lančanika (pogonske zvijezde) prenosi se zahvaćanjem članka lanca u zube lančanika (slika 4.3.). Lanac kao vučni element ima kontinuiranu debljinu, a lančanik ne zahvaća lanac ravnomjerno nego u pojedinim točkama ovisno od broja zuba na lančaniku. Kod ravnomjerne brzine pogonske zvijezde, kružna brzina zuba biti će ravnomjerna, dok će se pravolinijska brzina lanca vremenski mijenjati.



Slika 4.3. Shematski prikaz prijenosa gibanja s pogonskog lančanika na lanac.

Na slici 4.3. shematski je prazan prijenos gibanja s pogonskog lančanika na lanac. Prijenos gibanja s pogonskog lančanika na lanac ostvaruje se preko zuba u određenim vremenskim razmacima t. U tom vremenskom periodu pogonski lančanik se okrene za odgovarajući kut χ. S obzirom na simetričnost zuba na lančaniku veličina kuta χ određena je brojem zuba Z.

$$\chi = \frac{360^o}{Z} (^o). \tag{4.14}$$

Uzdužna brzina v definirana je kutnom brzinom w_1 i radijusom lančanika r_l prema sljedećem izrazu.

$$v = w_1 \cdot r_l \text{ (m/s)}. \tag{4.15}$$

Kod ravnomjerne rotacije pogonskog lančanika, kružna brzina neke točke (zuba) na lančaniku je ravnomjerna, međutim, pravolinijska brzina lanca v' nije ravnomjerna. Ona će biti jednaka projekciji brzine v_0 na pravac kretanja (slika 4.3.):

$$v' = v_0 \cdot \cos\rho \text{ (m/s)}, \tag{4.16}$$

ili ako se u ovu jednadžbu 4.16 uvrsti jednadžba 4.15 dobije se da je:

$$v' = w_1 \cdot r_l \cdot \cos\rho \text{ (m/s)}, \tag{4.17}$$

gdje je:

ρ – kut između točke A i osi Y (°),

w_1 – kutna brzina zuba na lančaniku (rad/s),

r_l – srednji promjer pogonskog lančanika (m).

Kada je $\rho = 0$, tada je brzina lanca maksimalna:

$$v'_{maks} = v_0 = w_1 \cdot r \text{ (m/s)}. \tag{4.18}$$

Pri kutu $\rho = \chi/2$, brzina lanca će biti minimalna:

$$v'_{\min} = w_1 \cdot r_l \cdot \cos\frac{\chi}{2} \text{ (m/s)}. \tag{4.19}$$

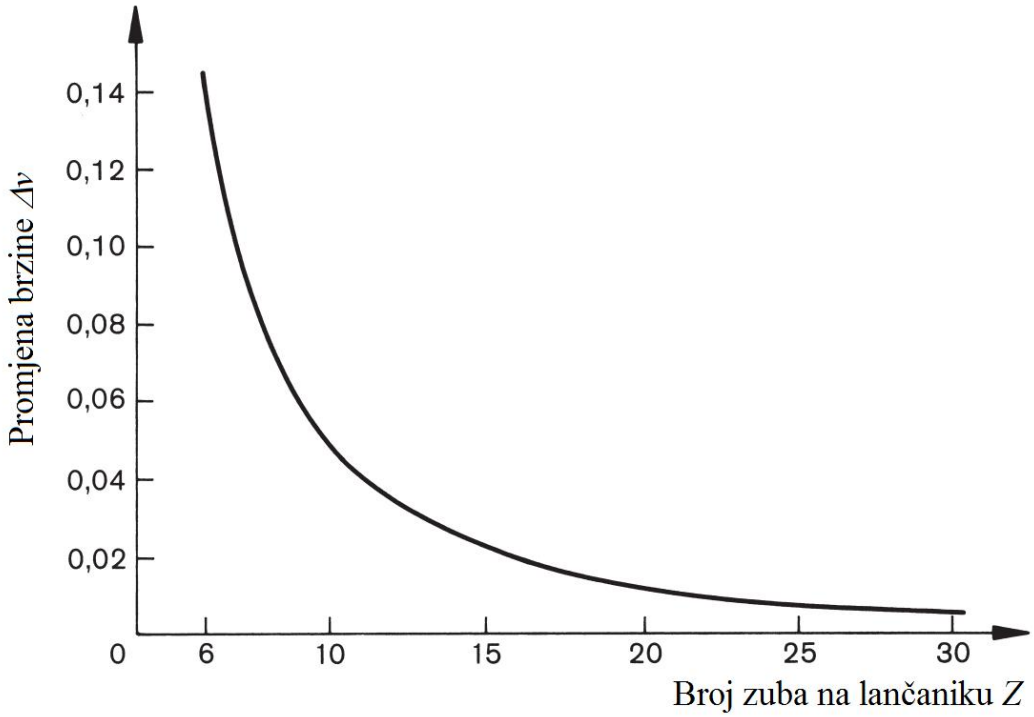
Razlika između maksimalne i minimalne brzine isključivo ovisi o broju zuba na pogonskom lančaniku:

$$\Delta v = \frac{v'_{\max} - v'_{\min}}{v'_{\max}} = 1 - \cos\frac{\chi}{2} = 1 - \cos\frac{180}{Z}, \tag{4.20}$$

gdje je:

Z je broj zuba na pogonskom lančaniku.

Na slici 4.4. prikazan je odnos promjene maksimalne i minimalne brzine u ovisnosti o broju zuba na pogonskom lančaniku.



Slika 4.4. Promjena brzine u ovisnosti o broju zuba na pogonskom lančaniku (Collins et al., 2010).

Neravnomjerno gibanje lanca prati adekvatno ubrzanje koje će izazvati dodatna dinamička naprezanja popraćeno pulsacijom lanca. Veličina dinamičkih naprezanja ovisiti će o promjeni veličine ubrzanja i masi pokretnih dijelova koje sudjeluju u tom neravnomjernom gibanju.

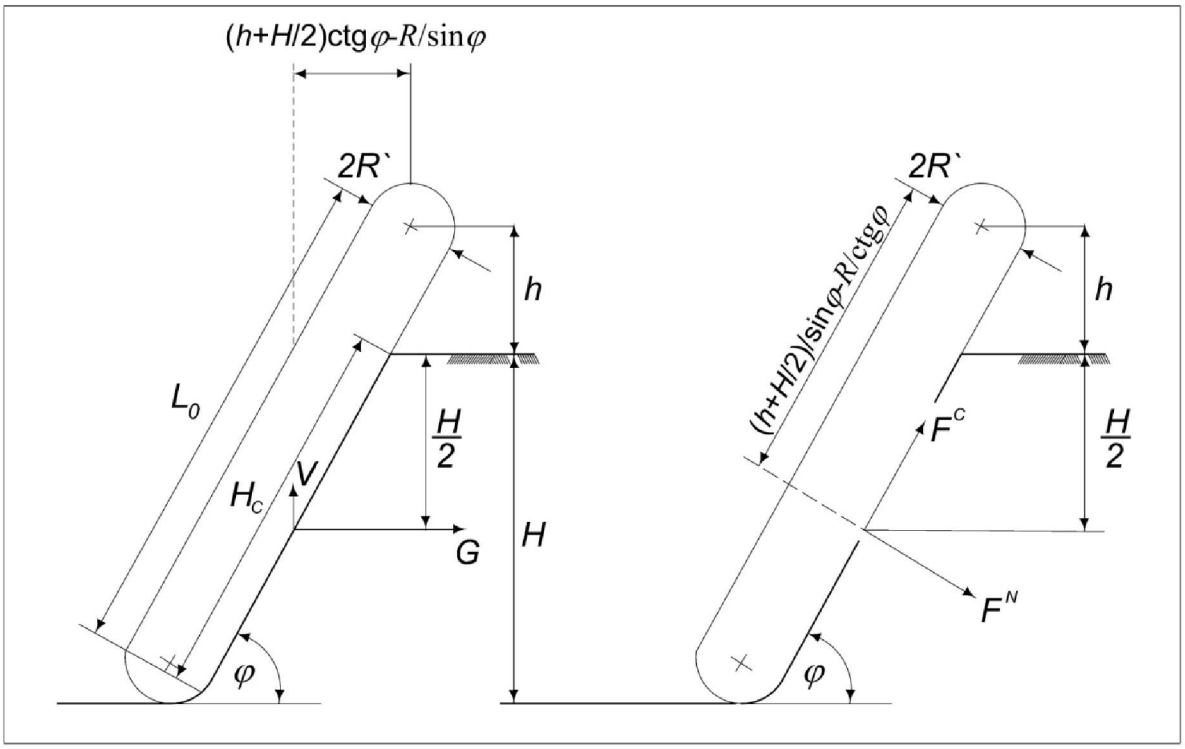
Da bi se ostvario posmak sjekačice potrebno je ostvariti dovoljnu silu *G* paralelnu sa smjerom gibanja i normalnu silu *V* okomitu na smjer gibanja (slika 4.5.). Sila posmaka *G* jednaka je:

$$G = F^N \sin\varphi + F^C \cos\varphi \,(\mathrm{N}). \tag{4.21}$$

Normalna reakcija *V* računa se prema izrazu 4.22;

$$V = F^N \cos\varphi + F^C \sin\varphi \,(\mathrm{N}). \tag{4.22}$$

Posmak sjekačice uzrokuje moment sila koje djeluju na mač oko točke učvršćenja. Prilikom konstrukcije sjekačice potrebno je uzeti u obzir momente koji se javljaju uslijed reznih sila ali i sile vlastite težine mača. Uz pretpostavku da moment sila djeluje oko centra pogonskog lančanika na učvršćenom djelu mača, tada rezultanta sila rezanja djeluje na polovištu duljine mača koji je u kontaktu sa stijenom H_C, pri dubini $H/2$ (Mellor, 1978).



Slika 4.5. Karakteristične veličine mača za proračun momenta oko točke učvršćenja (Mellor, 1978).

Ukoliko je točka učvršćenja na udaljenosti h od reza (slika 4.5.), a efektivna polovica širine mača R' tada je moment sile rezanja M_C jednak;

$$M_C = G\left(h+\frac{H}{2}\right) - \frac{V}{\sin\varphi}\left[\left(h+\frac{H}{2}\right)\cos\varphi - R`\right] = \frac{F^N}{\sin\varphi}\left[\left(h+\frac{H}{2}\right) - R`\cos\varphi\right] + F^C \text{ (Nm).} \quad (4.23)$$

Moment sile M_w uslijed vlastite težine mača moguće je izračunati uz pretpostavku da sila djeluje na geometrijskom središtu mača:

$$M_W = W_m \frac{L_0}{2}\cos\varphi \text{ (Nm),} \quad (4.24)$$

gdje je:

W_m – težina mača (N),

$L_0/2$ – udaljenost od točke učvršćenja do geometrijskog središta mača.

Kod većih duljina mača, kada se može zanemariti zakrivljenost mača, tada je moment M_W jednak:

$$M_W = \frac{(h+H)\cdot W_m}{2\tan\varphi} \text{ (Nm).} \quad (4.25)$$

Iz prethodnih jednadžbi nije odmah vidljivo da se moment sile rezanja smanjuje sa povećanjem dubine rezanja d pri konstantnoj duljini mača L_0. Taj efekt je lakše uočiti ukoliko se zanemari zakrivljenost mača:

$$M_C \approx \frac{F^N}{\sin\varphi}\left[\left(L_0 \sin\varphi - \frac{H}{2}\right) - R`\cos\varphi\right] + F^C R` \text{(Nm)}. \tag{4.26}$$

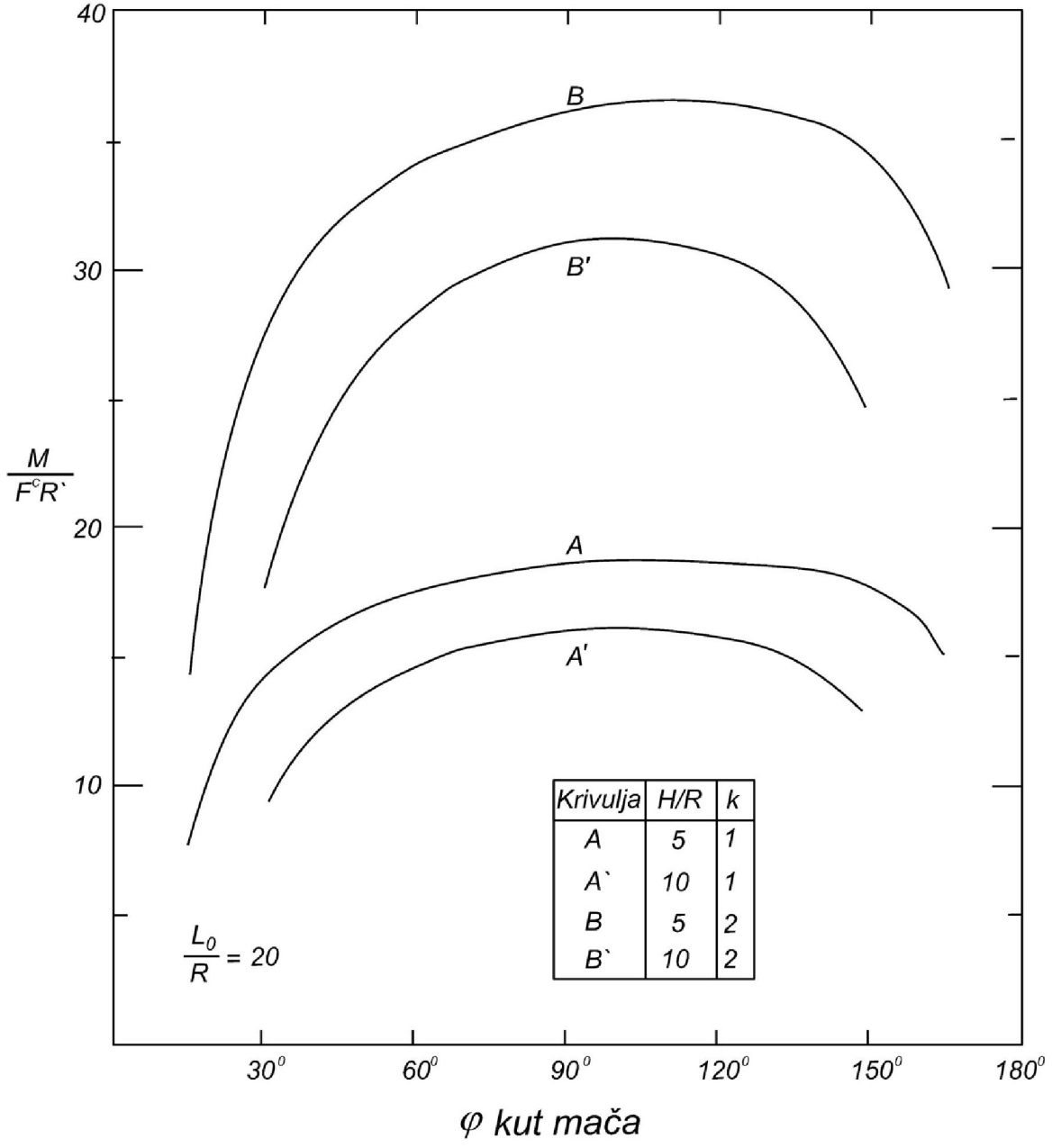
Uz pretpostavku $F^N/F^T=k$, tada je:

$$M_C \approx F^C\left(kL_0 - \frac{kH}{2\sin\varphi} - kR`ctg\varphi + R`\right) \text{(Nm)}, \tag{4.27}$$

odnosno,

$$\frac{M_C}{F^C R`} \approx \frac{kL_0}{R`} - \frac{kH}{2R`\sin\varphi} - kctg\varphi + 1. \tag{4.28}$$

Iz izloženog je moguće zaključiti da se sa smanjenjem dubine rezanja H za zadani kut mača φ i uz konstantnu duljinu mača L_0, moment sile rezanja smanjuje. Ukoliko se pretpostave vrijednosti veličina k, $L_0/R`$ i $d/R`$ moguće je grafički prikazati utjecaj promjene kuta mača na moment sile rezanja. Iz dijagrama prikazanog na slici 4.6. moguće je uočiti da promjena kuta mača od 60° do 90° pri konstantnoj dubini rezanja H vrlo malo utječe na povećanje momenta sile rezanja. Nasuprot tome, povećanje koeficijenta k, odnosno stupnja istrošenosti reznog alata znatno utječe na moment sile rezanja.



Slika 4.6. Utjecaj promjene kuta mača na povećanje moment sila rezanja pri konstantnoj dubini rezanja (Mellor, 1978).

5. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA O UČINCIMA LANČANIH SJEKAČICA

5.1. Utjecaj fizikalno-mehaničkih značajki stijena na učinak rezanja

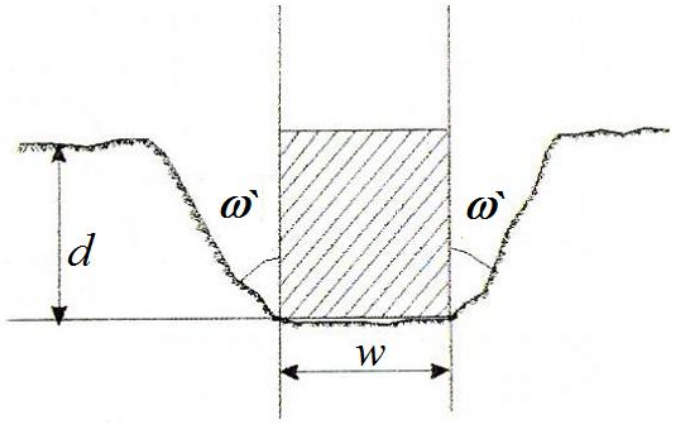
Prilikom razmatranja utjecaja fizikalno-mehaničkih svojstava stijena na učinak lančane sjekačice potrebno je uzeti u obzir i ostale čimbenike kao što su konstrukcija reznog elementa (raspored, oblik reznih pločica, duljina mača) i radne veličine (brzina lanca i brzina posmaka sjekačice). Razlog tome je interakcija svih navedenih čimbenika na učinak rezanja. Naime, poznato je da čvrstoća (tlačna, vlačna, posmična) stijene ima utjecaj kako na sile tako i na energiju rezanja, a utjecaj pojedine čvrstoće ovisi o obliku kao i položaju reznog alata (Roxborough, 1987).

Prema teoriji rezanja, sila koja se javlja na reznim elementima konusnog oblika ovisi o vlačnoj čvrstoći i omjeru vlačne i tlačne čvrstoće. Kod reznih alata kvadratičnog oblika na učinak rezanja može utjecati vlačna ili posmična čvrstoća ovisno o napadnom kutu. U praksi je vrlo teško opisati vezu između svojstava stijena i učinka rezanja zbog kompleksne interakcije između čvrstoće i geometrije reznog alata. Tu vezu je lakše opisati kod idealnih materijala nego kod stijena obzirom da su stijene heterogeni materijali, a koeficijent varijacije za pojedina svojstva iznosi približno 20 % (Roxborough, 1987). Pored navedenog, fizikalno-mehaničke značajke stijena ovise o strukturnim defektima kao što su pukotine, slojevitost i kalavost. Mineralni sastav, uglavnom sadržaj kvarca, je vrlo često presudan na učinak rezanja kao i na potrošnju reznog alata. Kod abrazivnih stijena može doći do vrlo brzog zatupljivanja reznog alata, što rezultira smanjenim učinkom i gubitkom u proizvodnji. Utjecajne veličine najčešće se razmatraju na pojedinačnom sječivu i na temelju formiranja odlomka stijene. Problemi, vezani uz određivanje učinka sjekačice, se dodatno kompliciraju ukoliko se u obzir uzme činjenica da su rezni alati različito orijentirani na reznom elementu sjekačice i da se svojstva stijena mijenjaju napretkom sjekačice.

Copur (2011) je u svom radu analizirao utjecaj pojedinih svojstava stijenske mase na sile i energiju rezanja. Fizikalno-mehaničke značajke određene su prema metodama predloženim od strane Međunarodnog društva za mehaniku stijena, dok su fizikalne veličine rezanja određene pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena. Vrijednosti sile i energije utrošene na rezanje dobivene su pri napadnom kutu reznih pločica od -5°. Ispitivanja su provedena pri različitim dubinama rezanja na šest grupa uzoraka različitih fizikalno mehaničkih značajki.

Na temelju statističke analize ustanovljeno je da porast vrijednosti omjera tlačne i vlačne čvrstoće utječe na porast specifične energije rezanja, na što upućuje signifikantan faktor korelacije R^2 koji je jednak 0,84. Također je ustanovljeno da porastom vrijednosti omjera tlačne i vlačne čvrstoće raste vrijednost vertikalne komponente sile. Prilikom rezanja, površina nastale brazde često je veća od površine reznog alata (slika 5.1). Površina brazde ovisi o površini reznog alata i kutu odloma ω`, a ispitivanjima je ustanovljeno da se kut odloma povećava s porastom vrijednosti vlačne čvrstoće.

Pored navedenog, autori su ustanovili da tvrdoća, određena Schmidt-ovim čekićem i skleroskopska tvrdoća određena po Shore-u, ima manji utjecaj od tlačne i vlačne čvrstoće.



Slika 5.1. Kut odloma pri rezanju u ukliještenim uvjetima (Copur, 2011).

Tiryaki i Dikmen (2005) su u svom radu izložili rezultate ispitivanja te analizirali utjecaj pojedinih fizikalno-mehaničkih značajki stijena na učinak rezanja. Ispitivanja su provedena na 18 različitih uzoraka pješčenjaka, a energija rezanja je dobivena na temelju srednje vrijednosti sile rezanja i obujma odlomljenog materijala. Sva ispitivanja su provedena na uređaju za linearno rezanje, a svojstva stijene su određena prema ISRM metodama. Osim toga provedena je i detaljna mineraloška analiza.

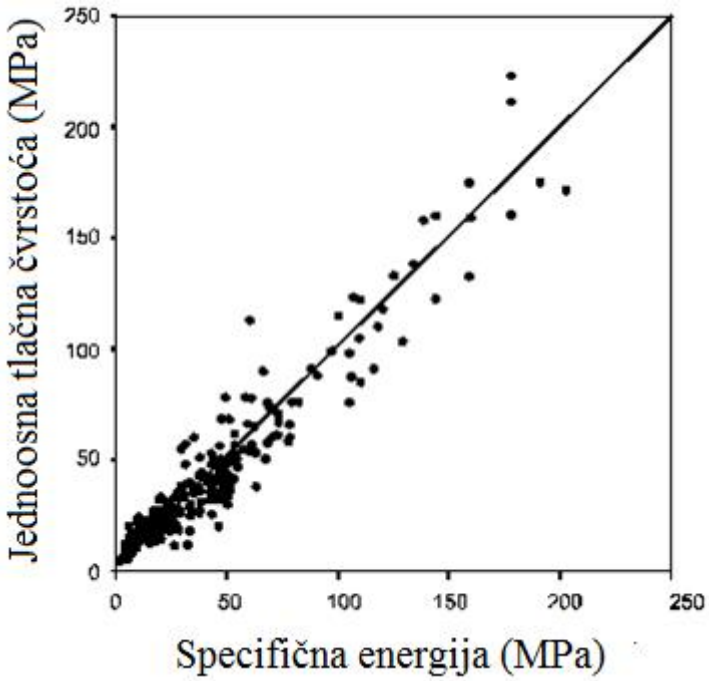
Tijekom ispitivanja napadni kut rezanja je iznosio -5°, brzina rezanja 150 mm/s i dubina rezanja 5 mm. Rezultati empirijskih odnosa između specifične energije rezanja i pojedinih fizikalno-mehaničkih svojstava pješčenjaka su prikazani u tablici 5.1.

Tablica 5.1. Empirijski odnosi između specifične energije rezanja i fizikalno mehaničkih svojstava pješčenjaka Tiryaki i Dikmen (2005).

Fizikalno mehanička svojstva	**Empirijska zavisnost**	**Faktor korelacije R_k^2**
Sadržaj feldspata (*flds*)	Se=21,86-0,32·*flds*	0,60
Gustoća u suhom stanju	Se=-68,44+33,11·ρ_s	0,743
Relativna poroznost (p_r)	Se=19,56-11,10·p_r	0,579
Tvrdoća određena po Shore-u (*HS*)	Se=-5,22+0,43·*HS*	0,846
Tvrdoća određena Schmidt-ovim čekićem (*Hs*)	Se=-14,10+0,68·*H*s	0,791
Indeks čvrstoće određen postupkom opterećenja u točki (*PLT)*	Se=1,28+5,06·*PLT*	0,678
Vlačna čvrstoća određena Brazilskim pokusom (*BTS*)	Se=0,67+3,12·*BTS*	0,887
Poissonov koeficijent (υ)	Se=1,85+51,86·υ	0,964
Jednoosna tlačna čvrstoća (*UCS*)	Se=3,60+0,17·*UCS*	0,523

Iz ovih analiza moguće je zaključiti da najveći utjecaj na energiju rezanja imaju Poissonov koeficijent, vlačna čvrstoća, tvrdoća i gustoća, dok jednoosna tlačna čvrstoća i relativna poroznost imaju manji utjecaj.

Vrlo je zanimljivo primijetiti da tlačna čvrstoća ima najmanji utjecaj na energiju rezanja pogotovo ukoliko se uzme u obzir činjenica da su mnogi autori ustanovili da energija rezanja upravo ovisi o tlačnoj čvrstoći (Schei et al., 2000), (Richard, 1999) i (Coudyzer i Richard, 2005). Brojnim ispitivanjima autori su ustanovili da pri manjim dubinama (dubine do 2 mm) reza odnosno kod plastičnog loma specifična energija rezanja upravo ovisi o tlačnoj čvrstoći.
Na slici 5.2. prikazan je odnos između stvarne specifične energije i jednoosne tlačne čvrstoće dobivene ispitivanjem na velikom broju uzoraka (Richard, 1999). Vrijednosti specifične energije rezanja dobivene su pri napadnom kutu -15°**.** Iz dijagrama je vidljivo da specifična energija rezanja raste sa porastom jednoosne tlačne čvrstoće.



Slika 5.2. Odnosi između *stvarne* specifične energije i jednoosne tlačne čvrstoće (92 pješčenjaka, 86 vapnenaca, 19 šejlova i 4 krede (Richard, 1999).

Utjecaj pojedinih značajki stijena na sile i energiju rezanja ovisi o uvjetima tijekom ispitivanja. Na temelju izloženih ispitivanja moguće je zaključiti da specifična energija rezanja pri dubinama manjim od 2 mm ovisi o tlačnoj čvrstoći, dok pri većim dubinama ovisi o vlačnoj čvrstoći. Pored dubine reza na specifičnu energiju rezanja utječe i napadni kut rezanja.

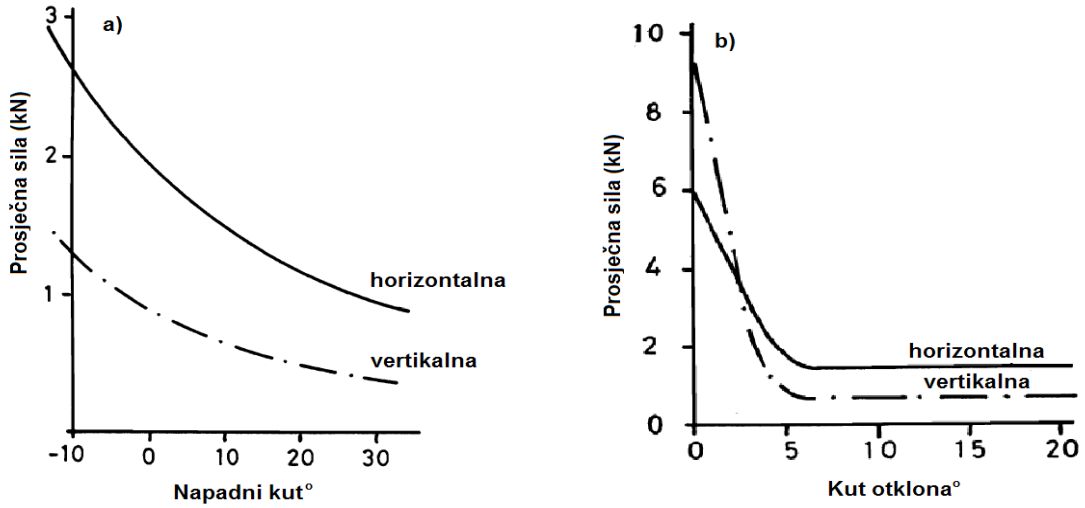
Prema tome, evidentno je da specifična energija rezanja ne ovisi samo o svojstvima stijene već i o dubini reza i napadnom kutu. Stoga, prilikom usporedbe rezultata različitih ispitivanja uvijek treba uzeti u obzir i uvijete rezanja.

Mammen et al. (2009) su u svom radu analizirali utjecaj vlažnosti uzorka na energiju rezanja. Ispitivanja su provedena na uzorcima pješčenjaka pri različitim stupnjevima vlažnosti. Vrijednosti sile i energije rezanja određene su ispitivanjem na uređaju za pravolinijsko rezanje. Sadržaj vlage i svojstva stijene određena su prema ISRM-metodama. Ispitivanjem je ustanovljeno da jednoosna tlačna čvrstoća u suhom stanju iznosi 60,3 MPa dok u saturiranom stanju iznosi 19,4 MPa što rezultira smanjenjem čvrstoće za 68 %.
Analizom rezultata ustanovljeno je da se sa povećanjem vlažnosti kod uzoraka pješčenjaka smanjuju sile i energija rezanja. Također je ustanovljeno da je pri većem stupnju vlažnosti manji utrošak reznih alata.

5.2. Utjecaj geometrijskih veličina reznih pločica na učinak lančane sjekačice

Vrlo je malo literature o učincima lančane sjekačice, iako su već istražene određene veličine koje utječu na učinak rezanja. Geometrijske veličine reznih pločica određene su konstrukcijom reznog lanca, a razlikuju se ovisno od proizvođača. U potpoglavlju 2.2. prikazane su osnovne geometrijske veličine reznih pločica koje utječu na energiju rezanja kao i na sile koje se javljaju na reznom alatu. Geometrijske veličine reznih pločica koje utječu na učinkovitost sjekačice su: napadni kut rezne pločice α, kut otklona β, bočni kut rezne pločice δ, bočni napadni kut rezanja γ.

Na temelju brojnih ispitivanja (Hood i Roxborough, 1992) utjecaja napadnog kuta na sile koje se javljaju na reznim alatima strojeva za iskop stijena vidljivo je da se prosječna sila (horizontalna i vertikalna) smanjuje sa povećanjem napadnog kuta (slika 5.3.). Vrijednosti sila za negativne napadne kutove mogu biti i do tri puta veće od vrijednosti sila za pozitivne napadne kutove. U pogledu učinkovitosti rezanja optimalni napadni kut reznog alata jednak je 20°. Daljnjim povećanjem vrijednosti napadnog kuta poboljšanja su marginalna, a vjerojatnost pucanja alata se znatno povećava.
Kod reznih alata gdje je otklonski kut blizu ili jednak nuli sile na reznom alatu su velike, s obzirom na to da dolazi do povećanja trenja između reznog alata i stijena. Ustanovljeno je da se sa povećanjem kuta otklona do 5° sile smanjuju, a daljnje povećanje kuta ne utječe na vrijednosti sile.

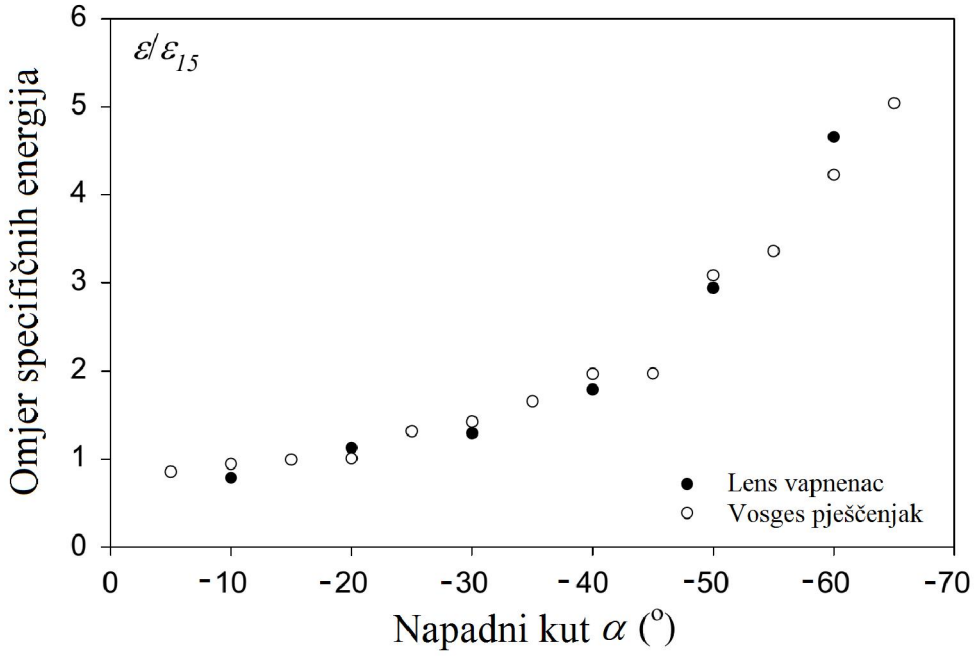


Slika 5.3. Utjecaj napadnog kuta i kuta otklona na prosječne sile rezanja. (Hood i Roxborough, 1992).

Kao što je već spomenuto u potpoglavlju 2.2., kod lančanih sjekačica se najčešće koriste rezne pločice oblika kvadra stoga je napadni kut reznih pločica kod lančanih sjekačica uglavnom negativan. Pregledom literature o učincima lančane sjekačice nije pronađeno niti jedno ispitivanje u kojem je analiziran utjecaj pozitivnog napadnog kuta reznih pločica na učinak lančanih sjekačica. Na temelju dosadašnjih istraživanja moguće je zaključiti da bi primjena pozitivnog napadnog kuta kod lančanih sjekačica rezultirala smanjenjem vrijednosti sila na reznim pločicama, međutim nije poznato kolika bi bila njihova trajnost. Naime, uzme li se u obzir da rezne pločice s pozitivnim napadnim kutom imaju četiri, a s negativnim kutom osam vrhova predviđenih za rezanje, učinkovitost jednog ili drugog tipa pločica ovisiti će o odnosu ukupnih troškova i ispiljene površine reza.

Pored navedenog, vrh rezne pločice s pozitivnim napadnim kutom je oslabljen u odnosu na rezne pločice s negativnim kutom, a pridodaju li se tome dinamička naprezanja koja se javljaju na lancu lančane sjekačice, vjerojatnost od pucanja kod reznih pločica s pozitivnim napadnim kutom je veća.

Schei et al. (2000) su u svom radu analizirali utjecaj negativnog napadnog kuta na specifičnu energiju rezanja. Na slici 5.4. prikazan je odnos između negativnog napadnog kuta i specifične energije. Na ordinati se nalazi omjer specifične energije ε za pojedini negativni napadni kut i specifične energije ε_{15} za negativni napadni kut od -15° dok se na apscisi nalazi negativni napadni kut. Iz dijagrama na slici 5.4. može se zaključiti da sa povećanjem negativnog napadnog kuta dolazi do povećanja specifične energije.



Slika 5.4. Odnos između negativnog napadnog kuta i specifične energije (Schei et al., 2000).

Rajabov et al. (2012) analizirali su utjecaj napadnog kuta na specifičnu energiju bušenja sa reznim pločicama izrađenim od polikristalnih dijamanata. Iako tijekom bušenja gibanje reznih pločica nije linearno već kružno, utjecaj napadnog kuta na energiju rezanja odnosno bušenja je isti. Autori su ustanovili da je pri negativnom napadnom kutu od -10° potrebno dvostruko manje energije za rezanje iste količine materijala nego pri kutu od -40°. Povećanjem napadnog kuta, uz istu dubinu rezanja, povećava se i kontaktna površina reznog alata i stijene (slika 5.5.), što u konačnici rezultira većom silom trenja između stijene i reznog alata. Povećanjem sile trenja raste vrijednost rezultantne sile i njenih komponenti, a time i vrijednost specifične energije



Slika 5.5. Povećanje površine kontakta stijene i rezne pločice uslijed povećanja napadanog kuta Rajabov et al. (2012).

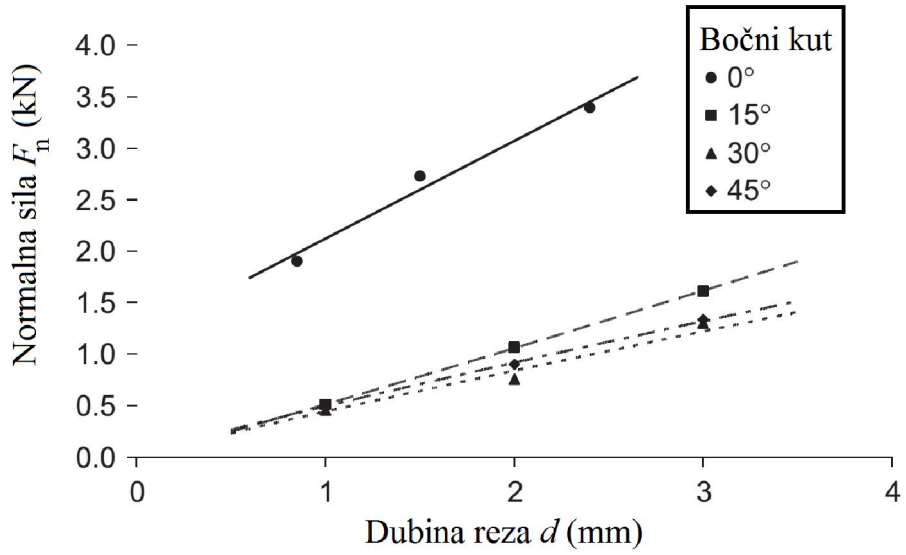
Drugi razlog za povećanje tangencijalne i normalne komponente sile rezanja uslijed povećanja napadnog kuta povezan je sa orijentacijom rezultantne sile. Rezultantna sila je okomita na reznu površinu alata. Kut koji rezultantna sila zatvara sa tangencijalnom silom, kod idealno oštrih reznih alata, ovisi o napadnom kutu i kutu trenja između alata i stijene. Da bi došlo do formiranja odlomka stijene, tangencijalna sila rezanja mora savladati sile među zrnima u materijalu. Iz slike 5.6. vidljivo je da tangencijalna sila ovisi o napadnom kutu. Povećanjem napadnog kuta potrebno je ostvariti veću vrijednost rezultantne sile rezanja za istu vrijednost tangencijalne sile.



Slika 5.6. Povećanje rezultantne sile uslijed povećanja napadanog kuta Rajabov et al. (2012).

Najvažnije ispitivanje provedeno u cilju povećanja razumijevanja mehanizma rezanja te utjecaja geometrijskih veličina reznog alata lančane sjekačice na sile i energiju rezanja izložio je u svom radu (Copur, 2009). Cilj ispitivanja je bio utvrditi utjecaj bočnih kutova, uvjeta rezanja (uklješteni i neuklješteni), poprečnog razmaka pločica i dubine reza na sile i specifičnu energiju rezanja. Ispitivanja su provedena na uređaju za linearno rezanje pri čemu je mjerena tangencijalna i normalna komponenta.

Tijekom ispitivanja konstantne veličine su bile napadni kut od -5° te brzina rezanja od 40 cm/s. Navedenim ispitivanjima ustanovljeno je da, sa povećanjem dubine rezanja, neovisno o vrijednosti bočnog kuta rezne pločice, sile na reznom alatu rastu dok se specifična energija smanjuje (slika 5.7.).

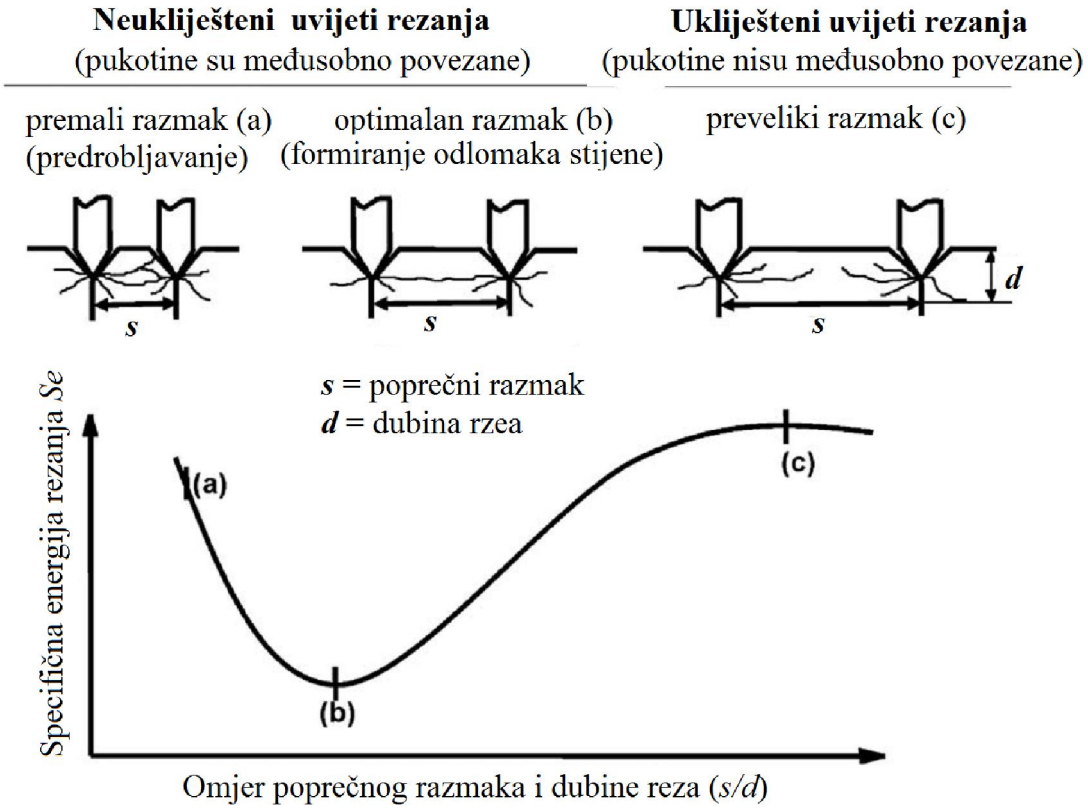


Slika 5.7. Utjecaj dubine reza i bočnog kuta na normalnu komponentu sile rezanja (Copur, 2009).

Na slici 5.7. je također vidljivo da je, pri istoj dubini rezanja najveća vrijednost normalne sile postignuta kod rezne pločice s bočnim kutom od 0° dok su pri kutovima od 30° i 45° znatno manje vrijednosti sile. Razlog tome je što se sa promjenom bočnog kuta mijenja površina reza. Pri konstantnoj dubini, površina reza je najveća pri bočnom kutu od 0°, a najmanja pri kutu od 45°. Iako to nije prikazano na slici 5.7. na isti način dolazi do promjene tangencijalne sile s obzirom na dubinu reza i bočni kut. Nasuprot tome, specifična energija se smanjuje sa povećanjem dubine rezanja odnosno povećanjem površine reza.

Pored navedenog, Copur (2009) je analizirao utjecaj poprečnog razmaka između reznih pločica na specifičnu energiju (slika 5.8.). Ukoliko je poprečni razmak između pločica premalen (slučaj a.) specifična energija je vrlo velika, a proces rezanja neučinkovit. Posljedica premalog razmaka je predrobljavanje stijene i povećana potrošnja pločica uslijed velikog

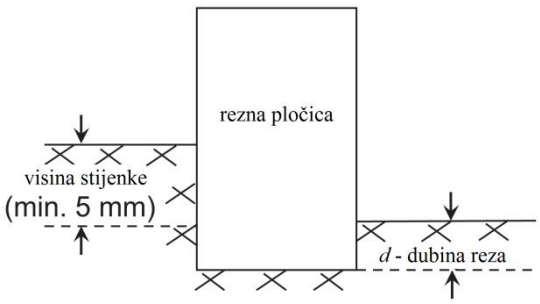
trenja između alata i stijene. Ukoliko je razmak između pločica prevelik (slučaj c) specifična energija je također velika. Kao i u prethodnom slučaju proces rezanja je neučinkovit obzirom da vlačne pukotine koje se javljaju između pločica nisu međusobno povezane. Kod prevelikog razmaka između pločica lanac radi u mahovima pri čemu može doći do pucanja pločica, a površina reza ostaje hrapava. Minimalno se utroši energije pri optimalnom odnosu razmaka i dubine reza (slučaj b).



Slika 5.8. Utjecaj poprečnog razmaka između pločica i dubine reza na specifičnu energiju rezanja (Copur, 2009).

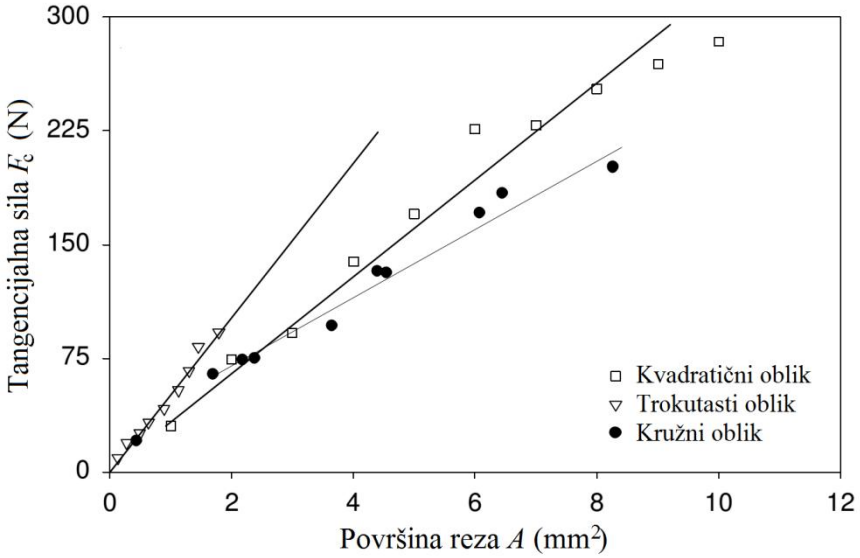
Kako bi odredio najpovoljniji omjer poprečnog razmaka i dubine reza *s/d* Copur (2009) je proveo ispitivanja koja su uključivala mjerenje sile pri različitim poprečnim razmacima i dubinama rezanja. Na temelju dobivenih rezultata može se zaključiti da se optimalni omjer poprečnog razmaka i dubine reza *s*/*d* kreće u granicama od 1 do 5 ovisno o fizikalno-mehaničkim značajkama uzorka.

Određeno povećanje sile i energije rezanja ustanovljeno je kod reznih pločica koje režu u ukliještenim uvjetima pri čemu je jedna bočna stijenka znatno veća (prema navedenim ispitivanjima barem tri puta) od dubine reza (slika 5.9.)



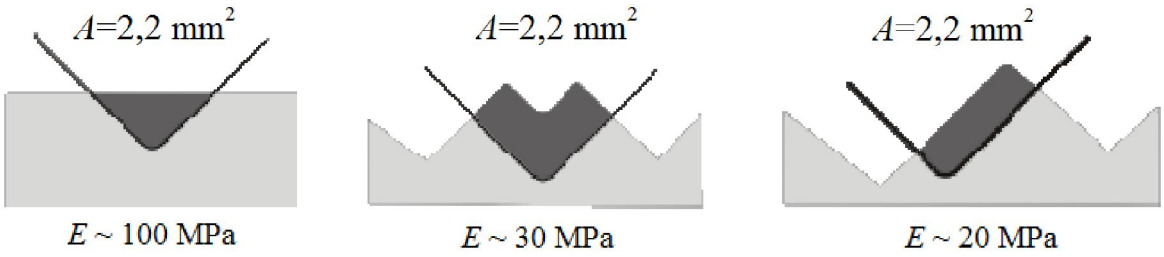
Slika 5.9. Ukliješteni uvjeti rezanja (Copur, 2009).

Richard et al. (2010) analizirali su utjecaj oblika reznog elementa na sile i energiju rezanja. Ispitivanja su provedena pri napadnom kutu od -15° sa reznim pločicama kvadratičnog, trokutastog i kružnog oblika. Iz dijagrama na slici 5.10. vidljivo je da je pri istoj površini reza tangencijalna sila kod reznih pločica trokutastog oblika najveća, dok je kod reznih pločica kružnog oblika najmanja.



Slika 5.10. Utjecaj oblika reznih pločica na vrijednost tangencijalne sile (Richard et al., 2010).

Prema istom odnosu mijenja se i specifična energija sa promjenom oblika rezne pločice. Osim oblika rezne pločice, na energiju rezanja utječe i oblik brazde. Uslijed rezanja, nakon svake rezne pločice ostaje brazda, a njen geometrijski oblik ovisi o obliku rezne pločice i poprečnom razmaku između susjednih reznih pločica. Na slici 5.11. prikazani su različiti oblici brazdi pri čemu je površina reza u svim slučajevima jednaka dok se energija rezanja mijenja ovisno o obliku brazde.



Slika 5.11. Utjecaj geometrijskog oblika brazde na energiju rezanja (Richard et al.,2010).

Razlika u energiji rezanja je posljedica uvjeta rezanja. U ukliještenim uvjetima, gdje postoji samo jedna slobodna površina za formiranje odlomaka, energija rezanja je najveća. Sa povećanjem broja slobodnih površina energija rezanja se smanjuje. Kod lančane sjekačice prva rezna pločica služi za otvaranje reza i reže u ukliještenim uvjetima. Ostale rezne pločice u nizu režu u neukliještenim uvjetima i imaju po dvije slobodne površine.

5.3. Modeli za predviđanje učinka lančanih sjekačica

Predviđanje učinka strojeva za iskop stijena ima velik utjecaj na projektiranje kao i na proračun isplativosti. Upotrebom različitih pristupa, umjesto oslanjanja samo na jednu metodu, može se poboljšati pouzdanost predviđanja i sigurnost kod odlučivanja prilikom odabira sjekačice. Na temelju laboratorijskih i terenskih ispitivanja (Copur et al., 2011) u svom radu su izložili dva empirijska modela za predviđanje učinka lančanih sjekačica. Jedan od modela bazira se na svojstvima stijene i konstrukcijskim čimbenicima sjekačice na temelju kojih je razvijen indeks penetracije lančane sjekačice. Drugi model se temelji na rezultatima laboratorijskih ispitivanja provedenih na uređaju za linearno rezanje i kinematici lančane sjekačice.

5.3.1. Indeks penetracije lančane sjekačice

Na temelju dosadašnjih istraživanja, najveći utjecaj na učinak rezanja lančanih sjekačica ima jednoosna tlačna čvrstoća, masa lančane sjekačice i efektivna duljina mača (Copur, 2009).
Teže sjekačice su stabilnije od lakših, a samim time proizvode manje vibracije na reznom elementu. Povećanjem mase sjekačice moguće je ostvariti veći pritisak mača čime se ujedno povećava i učinak rezanja. Veći učinak moguće je ostvariti i povećanjem efektivne duljine mača ukoliko sjekačica ima dovoljnu masu i snagu. Također je ustanovljeno da se napredak rezanja smanjuje sa povećanjem jednoosne tlačne čvrstoće. Jednoosna tlačna čvrstoća obrnuto je proporcionalna učinku rezanja (Copur et al., 2011).
Na temelju navedenih utjecajnih veličina razvijen je indeks penetracije lančane sjekačice *CSPI* (**C**hain **S**aw **P**enetration **I**ndex):

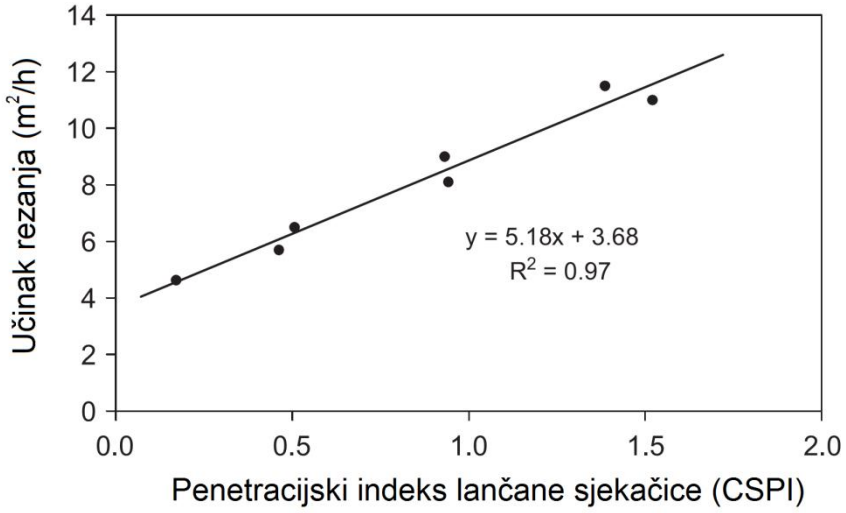
$$CSPI = \frac{W \cdot H_o}{UCS}, \tag{5.1}$$

gdje je:

$CSPI$ – penetracijski indeks lančane sjekačice,
W – masa lančane sjekačice bez tračnica (kg),
H_o – efektivna duljina mača (m),
UCS – jednoosna tlačna čvrstoća (N/m^2).

Terenskim mjerenjima na različitim lokacijama praćeni su učinci pojedinih sjekačica. Dio podataka o učincima mjeren je in situ, a dio dobiven dugoročnom evidencijom rukovatelja

sjekačice. Ostvareni učinci postignuti su pri "optimalnoj" brzini lanca i posmaku sjekačice. Kao što je već spomenuto optimalne radne veličine temelje se na preporuci proizvođača i/ili iskustvu rukovatelja sjekačice. Analizirajući podatke autori su ustanovili da učinak rezanja ovisi o penetracijskom indeksu lančane sjekačice (slika 5.12.).



Slika 5.12. Utjecaj penetracijskog indeksa lančane sjekačice na učinak rezanja (Copur et al., 2011).

Signifikantan faktor korelacije upućuje na mogućnost primjene penetracijskog indeksa za procjenu učinka rezanja. Prema tome, učinak je moguće odrediti prema izrazu (5.2):

$$ANCR = 5{,}18 \cdot CSPI + 3{,}68\,(\mathrm{m^2/h}), \tag{5.2}$$

gdje je:

$ANCR$ – učinak rezanja ($\mathrm{m^2/h}$).

Iz veličina za proračun penetracijskog indeksa moguće je izvesti izraz za proračun potrošnje alata CSTCI:

$$CSTCI = \frac{UCS}{W \cdot H_o}\,(\mathrm{alata/m^2}). \tag{5.3}$$

Učinak rezanja izravno ovisi brzini posmaka sjekačice, a maksimalni učinak postiže se pri optimalnim vrijednostima radnih veličina sjekačice pri kojima je iskorištenje utrošene energije i utrošenih reznih pločica u odnosu na površinu reza najpovoljnije. Ovaj model primjenjiv je pri proračunu učinka sjekačice, međutim optimalni učinak će ovisiti pored posmaka sjekačice i o veličini brzine lanca koju ovaj model ne uzima u obzir.

5.3.2. Teorijsko-empirijski model za predviđanje učinka.

Mellor (1978) je izložio teoriju kinematike i dinamike lančanih sjekačica. Copur (2009) je proširio Mellor-ov teoretski model empirijskim rezultatima dobivenim na uređaju za pravolinijsko rezanje, te razvio teoretsko-empirijski model za predviđanje učinka lančanih sjekačica. Sile koje djeluju na pojedinoj reznoj pločici u reznom segmentu mogu se procijeniti na temelju analize rezultata dobivenih na uređaju za pravolinijsko rezanje stijena. Koristeći odnose između efektivne dubine reza, sila i specifične energije rezanja razvijene su slijedeće jednadžbe:

$$F_{ni} = A_i \cdot d^{Bi} \text{ (N)}, \tag{5.4}$$

$$F_{ci} = A_i \cdot d^{Bi} \text{ (N)}, \tag{5.5}$$

$$Se_i = C_i \cdot \mathrm{e}^{D_i d} \text{ (MJ/m}^3\text{)}, \tag{5.6}$$

gdje je:

F_n – prosječna normalna sila (N),

F_c – prosječna horizontalna sila, (N),

Se – specifična energija rezanja, (MJ/m^3),

i – broj rezne pločice u reznom nizu kojim je određena pozicija i položaj rezne pločice,

e – baza prirodnog logaritma,

A i B – eksperimentalne konstante za sile na reznom alatu,

C i D – eksperimentalne konstante za specifičnu energiju rezanja.

Bočne sile koje se javljaju na bočnim stranicama reznih pločica mogu se zanemariti obzirom da se sile međusobno poništavaju zbog simetričnosti reznog niza. Osim toga, valja napomenuti da su sile koje se javljaju na bočnim stranicama reznog alata manje od 20 % vrijednosti horizontalnih sila pri rezanju (Roxborough i Phillips, 1981). Ukupna suma horizontalnih ΣF_c i vertikalnih sila ΣF_n koje djeluju na reznom alatu mogu se procijeniti pomoću slijedećeg izraza:

$$\sum F_n = t \cdot S_c \sum_{i=1}^{T_S} F_{ni} \text{ (N)}, \tag{5.7}$$

$$\sum F_c = t \cdot S_c \sum_{i=1}^{T_S} F_{ci} \text{ (N)}, \tag{5.8}$$

gdje je $t`$ koeficijent koji uzima u obzir različite uvijete rezanja. Koeficijent $t`$ može se odrediti na slijedeći način:

$$t` = t_1 + t_2 + t_3. \tag{5.9}$$

Koeficijent t_1 predstavlja koeficijent trošenja reznih pločica. Studije su pokazale da se kod travertina učinak rezanja kod potpuno zatupljenih reznih alata smanjuje za 60 % u odnosu na neistrošene rezne pločice (Copur et al., 2008). Tako velika istrošenost reznih pločica dovodi do 60 % povećanja sila na reznim pločicama. Iz navedenog autor zaključuje da se pri prosječnoj istrošenosti pločica sile na reznom alatu povećaju za 30 %. Stoga, koeficijent trošenja reznih pločica kod prosječne istrošenosti reznih pločica iznosi 1,3.

Koeficijent t_2 uzima u obzir ukliještene i neukliještene uvijete rezanja. Na temelju terenskih ispitivanja autor je ustanovio da sjekačice uglavnom ne rade pri optimalnim uvjetima. Posljedica toga je vrlo mala efektivna dubina reza u odnosu na razmak reznih pločica, što znači da se rezanje odvija u ukliještenim uvjetima. Morell i Wilson (1983) su ustanovili da se sile na reznom alatu, ovisno o napadnom kutu, mogu povećati od dva do četiri puta u ukliještenim uvjetima rezanja. Na temelju tih ispitivanja (Copur, 2009) je pretpostavio da koeficijent t_2 iznosi 3 za horizontalnu i vertikalnu silu kod manjih napadnih kutova, kao što je slučaj kod sjekačica.

Koeficijent t_3 uzima u obzir utjecaj napadnog kuta. Whittaker (1962) i Pomeroy (1964) ustanovili su da se sa smanjenjem dubine reza utjecaj napadnog kuta smanjuje. Na temelju navedenih ispitivanja Copur (2009) je zaključio da se pri manjim dubinama reza sile na reznim pločicama smanjuju za 10 do 20% pri povećanju napadnog kuta za 5°. Ukoliko se napadni kut poveća sa -5° na 0° tada je koeficijent t_3 jednak 0,85.

Okretni moment M_p na pogonskom lančaniku lanca moguće je izračunati prema slijedećem izrazu :

$$M_p = \frac{\sum FC}{\cos\lambda} \cdot r \text{ (Nm)}, \tag{5.10}$$

gdje je r radijus pogonskog lančanika lanca, a λ kut zuba na lančaniku.
Snaga utrošena isključivo na rezanje može se izračunati prema slijedećem izrazu

$$P = 2 \cdot \pi \cdot N_l \cdot M_C \text{ (W)}, \tag{5.11}$$

gdje je N_l broj okretaja lančanika u minuti.

Snaga utrošena na rezanja ne uključuje snagu utrošenu na savladavanje trenja između reznog lanca i vodilice mača kao ni snagu potrebnu za posmak sjekačice. Snagu potrebnu za savladavanje trenja između pokretnih dijelova moguće je empirijski odrediti mjerenjem energije u praznom hodu sjekačice.

Predloženi model nije verificiran obzirom na to da vrijednosti energije dobivene previđenim modelom i vrijednosti energije mjerene na lančanoj sjekačici značajno odstupaju. Autor zaključuje da je odstupanje posljedica korištenja različitih reznih alata prilikom ispitivanja na uređaju za pravolinijsko rezanje stijena i reznih alata na lancu lančane sjekačice. Osim navedenog, do odstupanja dolazi i zbog samog načina ispitivanja. Naime, ispitivanja su provedena rezanjem po površini uzorka čime nije moguće simulirati proces rezanja obzirom da se kod lančane sjekačice položaj reznih pločica, osim po širini, razlikuje i po visini.

6. MATERIJALI I METODE ODREĐIVANJA UČINKA LANČANIH SJEKAČICA

Kako je već spomenuto u prethodnim poglavljima, ključni čimbenici koji utječu na učinkovitost sjekačice su konstrukcijske i radne veličine. Konstrukcijske veličine sjekačice određene su samom konstrukcijom sjekačice, a razlikuju se ovisno o proizvođaču. Optimalne vrijednosti radnih veličina temelje se na preporuci proizvođača ili iskustvu rukovatelja sjekačice, dok su maksimalne vrijednosti određene konstrukcijom sjekačice. U ovom radu optimalne vrijednosti konstrukcijskih i radnih veličina određene su na znanstveno utemeljenim metodama koje uključuju laboratorijska i terenska ispitivanja.

6.1. Laboratorijska ispitivanja

Laboratorijska ispitivanja provedena su sa svrhom određivanja utjecaja konstrukcijskih veličina reznog lanca na učinkovitost lančane sjekačice. Iako postoje različiti analitički i numerički modeli za proračun sila na reznom alatu, prilikom analize utjecaja konstrukcijskih veličina reznog lanca potrebno je provesti laboratorijska ispitivanja. Naime, trenutni analitički i numerički modeli ne mogu dovoljno dobro opisati izuzetno kompleksan mehanizam rezanja stijena koje su sve osim idealnog materijala. Tome u prilog ide i činjenica da u tijeku laboratorijskih ispitivanja uz nepromjenjive uvjete rezanja nisu postignuta dva identična rezultata.

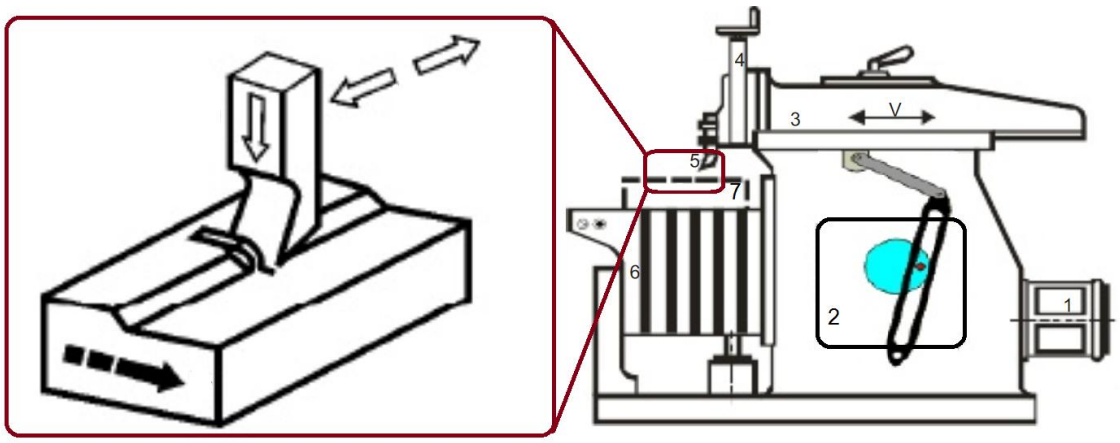
Utjecaj konstrukcije reznog lanca na učinak sjekačice moguće je analizirati na temelju sila koje se javljaju na reznim pločicama tijekom rezanja. Vrijednosti sila u prvom redu ovise o dubini reza i geometrijskim veličinama reznih pločica. Trenutno ne postoji opće prihvaćena norma za ispitivanje rezivosti stijenske mase, stoga su laboratorijska ispitivanja provedena na uređaju za pravolinijsko rezanje stijena u Laboratoriju za rudarsku mehanizaciju i arhitektonsko-građevni kamen na Rudarsko-geološko-naftnom fakultetu Sveučilišta u Zagrebu. S obzirom na ciljeve ispitivanja, laboratorijska ispitivanja su podijeljena na dva dijela.

Prvi dio ispitivanja proveden je sa svrhom potvrđivanja hipoteze da se pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena može simulirati proces rezanja lančanom sjekačicom, na način da se usporedi specifična energija rezanja dobivena laboratorijskim i terenskim ispitivanjima.

U drugom dijelu ispitivanja analiziran je utjecaj konstrukcijskih veličina reznog lanca na učinak rezanja. Svrha drugog dijela ispitivanja je odrediti optimalne geometrijske veličine reznog lanca, koje ovise o specifičnoj energiji rezanja i potrošnji reznog alata.

6.1.1. Uređaj za pravolinijsko rezanje stijena

Uređaj za linearno rezanje je modificirana blanjalica za metal**.** Blanjanje (eng. *shaping*) je postupak obrade odvajanjem čestica ravnih površina obratka, a izvodi se na alatnim strojevima kod kojih je glavno gibanje pravocrtno (Slade, 2012). Alat za blanjanje je nož određene geometrije, koji prilikom rezanja obavlja pravocrtno glavno gibanje. Povrat alata u početni položaj je po istoj putanji. Nakon povratka slijedi posmak koji je okomit na glavno gibanje i kod kratkohodnih blanjalica ga obavlja radni stol. Dubina reza se određuje spuštanjem ili podizanjem noža u držaču alata. Shematski prikaz kratkohodne blanjalice za metal i prikaz osnovnih gibanja alata i obratka pri kratkohodnom blanjanju prikazan je na slici 6.1. Princip rada blanjalice je slijedeći: rotacija pogonskog elektromotora (1) prenosi se pomoću prijenosnika do mehanizma za pretvaranje rotacijskog u pravocrtno gibanje (2). Pravocrtno gibanje prenosi se na konzolu (3) na kojoj se nalazi nosač alata (4) na kojem je učvršćen rezni alat (5). Time je omogućeno glavno pravocrtno gibanje. Na radnom stolu (6), koji se giba pomoću mehanizma posmaka, nalazi se predmet obrade (7) (Nedić i Lazić, 2007).



Slika 6.1. Shema kratkohodne blanjalice za metal (Nedić i Lazić, 2007).

Kod uređaja za linearno rezanje nož za obradu metala zamijenjen je reznom pločicom od volfram-karbida, a na nosaču alata je postavljen mjerni pretvornik sile koji se povezuje sa mjernim sustavom na računalo. Ovisno o izvedbi, pretvornik sile omogućuje bilježenje jedne

ili više komponenti sile rezanja. Na slici 6.2. prikazan je uređaj za pravolinijsko rezanje stijena sa troosnim mjernim pretvornikom sile i mjerni sustav.



Slika 6.2. Uređaj za pravolinijsko rezanje stijena i mjerni sustav.

6.1.2. Mjerni pretvornik sile

Mjerenje sila prilikom rezanja stijena i razumijevanje mehanizma rezanja su osnovni zahtjevi koji se postavljaju pri konstrukciji reznog alata. Analitički modeli za proračun sila na rezom alatu mogu poslužiti za razumijevanje mehanizma rezanja, međutim nisu dovoljno precizni u usporedbi s eksperimentalnim ispitivanjima. Razlika u vrijednostima sile rezanja, dobivene analitičkim i eksperimentalnim ispitivanjima, posljedica je velikog broj čimbenika koji utječu na proces rezanja i činjenice da se intenzitet sile mijenja u vremenu rezanja (Yaldız, 2005). S obzirom na važnost mjerenja sila prilikom rezanja razvijeni su različiti tipovi mjernih pretvornika sile. Većina pretvornika sile razvijena je za mjerenje sila pri obradi metala, međutim uz određene modifikacije moguća je primjena u području rezanja stijena. Sile na reznom alatu ne mogu se mjeriti izravno već se mogu mjeriti samo deformacije materijala od kojeg je izrađen, kao posljedica djelovanja rezultantne sile. Ovisno o izvedbi pretvornika sile, sile se mogu mjeriti uslijed deformacije ili pomaka mjernog elementa. Deformacije mjernog elementa mogu se mjeriti pomoću elektrootpornih traka ili piezoelektričnih senzora. Mjerni

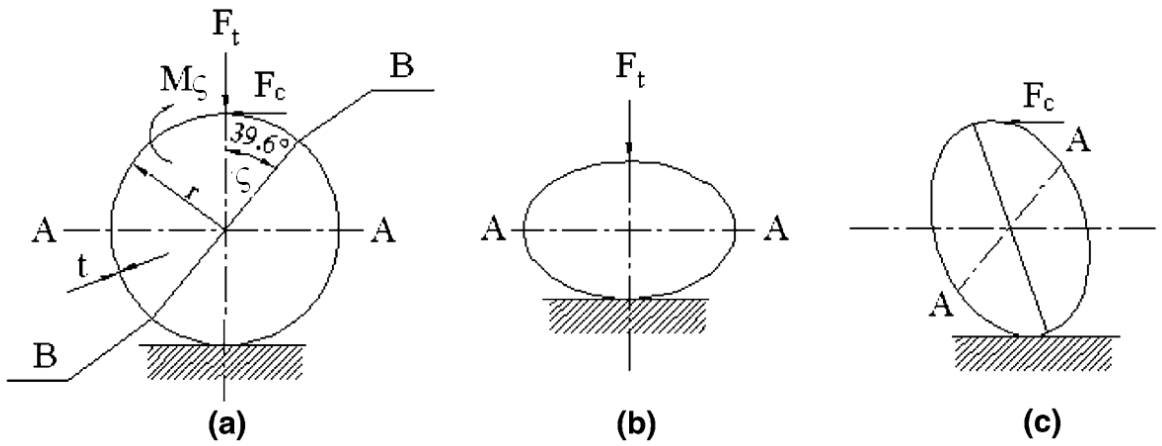
pretvorni sile sa piezoelektričnim senzorima rade na piezoelektričnom efektu pri kojem, kod dielektričnih materijala monokristalne strukture uslijed djelovanja sile na površini kristala, dolazi do stvaranja električnog naboja (Youssef i El-Hofy, 2008). Princip rada elektrootpornih traka temelji se na osnovnom svojstvu metalnih vodiča da uslijed mehaničkih deformacija, rastezanja kod vlačnog ili skupljanja kod tlačnog djelovanja, dolazi do relativnih promjena duljine, a time i do površine poprečnog presjeka, što za posljedicu rezultira promjenom otpora takvog vodiča (Kujundžić, 2002).

6.1.2.1. Konstrukcija mjernog pretvornika sile.

S obzirom na to da trenutno ne postoji mjerni pretvornik sile komercijalne izvedbe koji bi odgovarao specifičnostima ovih ispitivanja, za potrebe ispitivanja konstruiran je troosni pretvornik sile s elektrootpornim trakama. Glavni razlog za izradu pretvornika sile su oblik i dimenzije nosača reznih pločica koji se koriste kod lančanih sjekačica. Naime, kako bi se ostvario što bolji uvid u mehanizme rezanja stijena, a u konačnici što precizniji rezultati, za izradu pretvornika sile korišteni su nosači lančane sjekačice i rezne pločice u prirodnoj veličini.

Osjetljivost, točnost i pouzdanost pretvornika sile ovise o samoj konstrukciji pretvornika sile. Pri odabiru materijala i dimenzija mjernih elementa postavljaju se dva kontradiktorna zahtjeva, a to su krutost i osjetljivost. Naime, krutost mora biti dovoljno velika kako bi mjerni elementi podnijeli dinamička naprezanja koja nastaju uslijed rezanja. Isto tako, veća krutost osigurava i veću prirodnu frekvenciju pretvornika sile, čime se smanjuje utjecaj vibracija prilikom rezanja na mjerenja. Nasuprot tome, krutost ne smije biti prevelika s obzirom na to da osjetljivost pretvornika sile upravo ovisi o deformaciji elastičnog elementa u mjernom pretvorniku.

Konstrukcija mjernog pretvornika sile je izvedena od krutih i elastičnih elemenata. Elastični elementi pretvornika sile su osmerokutni prsteni koji su učvršćeni vijcima između dvije krute ploče. Sila koja djeluje na prsten mjeri se indirektno mjerenjem deformacija pomoću elektrootpornih mjernih traka na prstenu. Obzirom da je jedan kraj prstena učvršćen na nepomičnom osloncu obje komponente sile F_c i F_n koje djeluju na prsten uzrokuju moment savijanja $M\varsigma$ čija vrijednost ovisi o kutu ς koji je određen presjekom B-B (slika 6.3.).



Slika 6.3. Momenti savijanja kružnog prstena uslijed a) tangencijalne i normalne komponente, b) normalne komponente, c) tangencijalne komponente (Yaldız i Ünsaçar, 2006).

Prema teoremu o minimumu energije deformiranja Hoag i Yoerger (1975) su razvili analitička rješenja za naprezanja koja se javljaju na prstenu kružnog oblika pri različitim opterećenjima i rubnim uvjetima. U navedenoj analizi data je jednadžba za proračun momenta savijanja kružnog prstena. Moment savijanja Mς, ovisno o kutu presjeka prstena, računa se prema sljedećoj jednadžbi:

$$M_\varsigma = F_n \cdot \frac{r}{2} \cdot \left(\frac{2}{\pi} - \sin\varsigma \right) - F_c \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos\varsigma \text{ (Nm)}, \tag{6.1}$$

gdje je:

$M\varsigma$ – moment savijanja prstena (Nm),

r – radijus prstena (m),

ς – kut presjeka prstena (u smjeru kazaljke na satu) (°).

Ukoliko je poprečna osjetljivost pretvornika sile mala tada se komponente sile mogu mjeriti istovremeno i neovisno. Za minimalnu poprečnu osjetljivost potrebno je pravilno odabrati položaj traka na prstenima. Prilikom mjerenja normalne sile F_n, kut položaja trake mora biti odabran na način da je moment savijanja pri tom kutu isključivo funkcija normalne sile F_n. Prema tome, drugi član jednadžbe 6.1 mora biti jednak nuli.

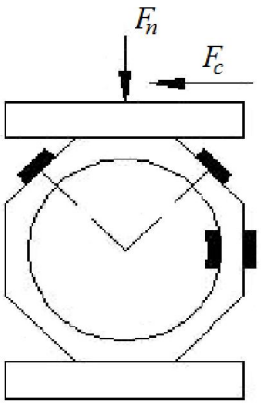
$$F_c \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos\varsigma = 0. \tag{6.2}$$

Izraz 6.2 jednak je nuli pri kutu ς od 90°. Za mjerenje deformacije uslijed djelovanja sile F_n, bez utjecaja horizontalne i bočne komponente, traka mora biti postavljenja pod kutom 90° od pravca djelovanja sile.

Za mjerenje deformacije uslijed djelovanja sile F_c prvi član jednadžbe mora biti jednak nuli:

$$F_n \cdot \frac{r}{2} \cdot \left(\frac{2}{\pi} - \sin \varsigma \right) = 0. \tag{6.3}$$

Izraz 6.3 jednak je nuli pri kutu ς od 39,5°. Za mjerenje deformacije uslijed djelovanja sile F_c, bez utjecaja normalne komponente, traka mora biti postavljenja pod kutom 39,5° od točke djelovanja sile. Za osmerokutne prstene ne postoje analitička rješenja za proračun momenta savijanja, stoga se kutovi pri kojima se komponente sila mogu neovisno mjeriti, određuju numeričkim ili fotoelastičnim modelima. Kod osmerokutnih prstena vrijednost kuta pri kojem nastaju deformacije uslijed djelovanja sile *F*c, bez utjecaja normalne komponente jednak je 45° (Karabay, 2007), (Yaldız i Ünsaçar, 2006), (Saglam i Unuvar, 2001) i (O'Dogherty, 1996). Položaj traka za osmerokutne prstene prikazan je na slici 6.4.



Slika 6.4. Položaj traka za mjerenje deformacija na osmerokutnom prstenu (Saglam i Unuvar, 2001).

Krutost prstena mora biti dovoljna kako bi deformacije prstena uslijed normalne F_n i tangencijalne sile F_t ostale unutar elastičnog područja. Prema teoremu o minimumu energije, relativnu deformaciju kružnog prstena moguće je izračunati prema sljedećem izrazu (Cook i Rabinowicz, 1963):

$$\varepsilon_\varsigma = \frac{6 \cdot M_\varsigma}{E \cdot b \cdot {t_s}^2}, \tag{6.4}$$

gdje je:

ε_ς – relativna deformacija,

E – modul elastičnosti (N/m^2),

b – širina prstena (m),

t_s – debljina stijenke (m).

Ukoliko se u jednadžbu 6.1 uvrste vrijednosti kutova od 39,5° i 90°, tada su momenti savijanja u presjecima AA i BB prikazani na slici 6.3:

$$M_{39.5^\circ} = 0{,}386 \cdot F_c \cdot r \text{ (Nm)}, \tag{6.5}$$

$$M_{90^\circ} = 0{,}182 \cdot F_n \cdot r \text{ (Nm)}. \tag{6.6}$$

Supstitucijom jednadžbi 6.5 i 6.6 u jednadžbu 6.4 moguće je izračunati vrijednost relativne deformacije za normalnu F_n (6.7) i tangencijalnu silu F_c (6.8):

$$\varepsilon_n = \frac{1{,}09 \cdot F_n \cdot r}{E \cdot b \cdot t_s^{\,2}}, \tag{6.7}$$

$$\varepsilon_c = \frac{2{,}31 \cdot F_c \cdot r}{E \cdot b \cdot t_s^{\,2}}. \tag{6.8}$$

Produljenje kružnog prstena δ` uslijed djelovanja tangencijalne i normalne komponente moguće je izračunati prema sljedećim jednadžbama (6.9) i (6.10):

$$\delta`_n = \frac{1{,}79 \cdot F_n \cdot r^3}{E \cdot b \cdot t_s^{\,3}}, \tag{6.9}$$

$$\delta`_c = \frac{9{,}42 \cdot F_c \cdot r^3}{E \cdot b \cdot t_s^{\,3}}. \tag{6.10}$$

Karabay (2007) je izveo aproksimaciju za relativnu deformaciju i produljenje kod osmerokutnih prstena. Relativna deformacija, uslijed djelovanja tangencijalne i normalne komponente, u pojedinim presjecima AA i BB osmerokutnog prstena jednak je:

$$\varepsilon_n = \frac{0{,}7 \cdot F_n \cdot r}{E \cdot b \cdot t_s^{\,2}}, \tag{6.11}$$

$$\varepsilon_c = \frac{1{,}4 \cdot F_c \cdot r}{E \cdot b \cdot t_s^{\,2}}. \tag{6.12}$$

Pomaci prstena u pojedinim presjecima AA i BB osmerokutnog prstena računaju se prema sljedećim jednadžbama:

$$\delta`_n = \frac{F_n \cdot r^3}{E \cdot b \cdot t_s^{\,3}} \text{ (m)}, \tag{6.13}$$

$$\delta`_c = \frac{3{,}7 \cdot F_c \cdot r^3}{E \cdot b \cdot t_s^{\,3}} \text{ (m)}. \tag{6.14}$$

Debljina prstena t_s, radijus r i širina prstena b su ključne konstrukcijske veličine koje utječu na krutost i osjetljivost prstena. Radijus prstena r iznosi 32 mm, a širina prstena b iznosi 20 mm. Vrijednosti radijusa i širine odabrani su na način koji omogućuje nesmetano i precizno postavljanje traka.

Uzimajući u obzir navedene dimenzije za maksimalnu osjetljivost prstena, debljina stijenke t_s bi trebala biti što manja. Minimalna debljina stijenke mora zadovoljiti uvjet krutosti, odnosno deformacije nastale uslijed djelovanja maksimalne predviđene sile moraju biti unutar elastičnog područja. Mjerni pretvornik sile je projektiran za maksimalne vrijednosti sila do 5000 N. Uzimajući u obzir maksimalne sile za izradu mjernih elemenata korišten je čelik za poboljšavanje Č 4732. Mehanička svojstva čelika prikazana su u tablici 6.1.

Tablica 6.1. Mehanička svojstva čelika Č4732.

Oznaka materijala		Zatezna čvrstoća (N/mm²)	Granica plastičnosti (N/mm²)	Modul elastičnosti (N/mm²)	Poissonov broj	Tvrdoća (HB)
EN 10027-1	HRN					
42CrMo4	Č 4732	1000	750	210000	0,3	217

Koristeći jednadžbu 6.11. i 6.12., deformacije uslijed maksimalne tangencijalne i normalne sile jednake su:

$$\varepsilon_n = 0{,}0008 \tag{6.15}$$

$$\varepsilon_c = 0{,}0017 \tag{6.16}$$

Granica plastičnosti čelika za poboljšavanje Č 4732 jednaka je 750 N/mm^2, a uz faktor sigurnosti 1,5, granica plastičnosti σ_{dop} iznosi 500 N/mm^2. Da bi deformacije ostale u elastičnom području maksimalna naprezanja na prstenima σ_{maks} moraju biti manja od granice plastičnosti materijala $\sigma_{dop.}$

Prema Hook-ovom zakonu, naprezanja koja se mogu javiti pri maksimalnim vrijednostima normalne i tangencijalne sile jednake su:

$$\sigma_n = E \cdot \varepsilon_n = 175\,(\text{N/mm}^2), \tag{6.17}$$

$$\sigma_c = E \cdot \varepsilon_c = 350\,(\text{N/mm}^2). \tag{6.18}$$

Iz jednadžbi 6.17 i 6.18 vidljivo je su vrijednosti maksimalnih naprezanja manje od granice plastičnosti materijala. Prema tome, deformacije nastale uslijed maksimalnih naprezanja nalaze se unutar granica elastičnosti.

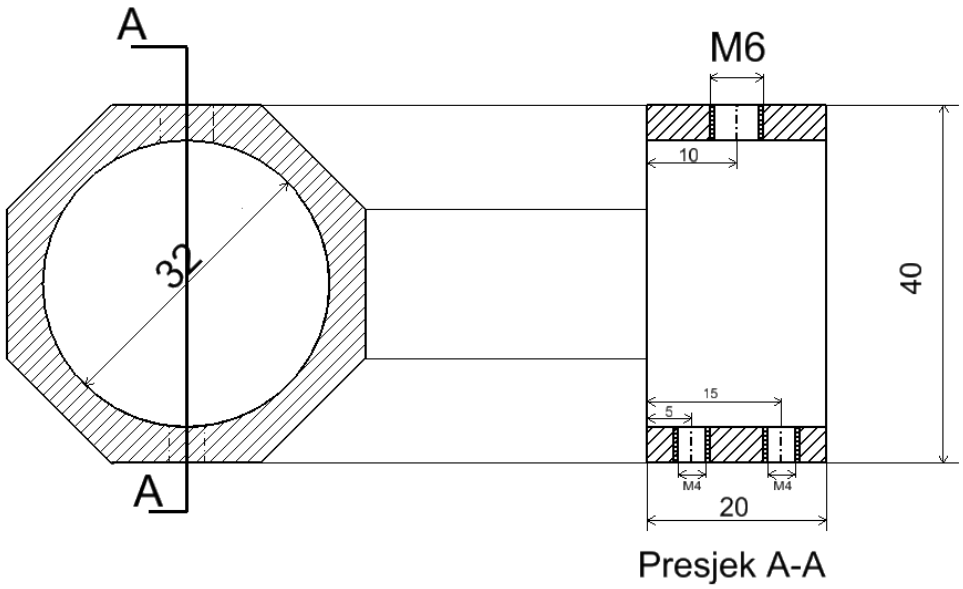
Minimalna debljina stijenke t_s ovisi o granici plastičnosti σ_{dop} i tangencijalnoj sili, s obzirom da se najveće deformacije javljaju upravo pri tangencijalnoj sili. Ukoliko se jednadžba 6.12 izrazi na sljedeći način:

$$\frac{\sigma_{dop}}{E} = \frac{1.4 \cdot F_n \cdot R}{E \cdot b \cdot t_{\min}^{\ 2}}, \tag{6.19}$$

tada uz maksimalnu silu od 5000 N, širinu prstena od 20 mm i radijusa od 32 mm minimalna debljina stijenke $t_{\min}$ jednaka je:

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{1.4 \cdot F_n \cdot R}{b \cdot \sigma_{dop}}} = 0{,}0033\,(\text{m}). \tag{6.20}$$

Prema tome, odabrana debljina stijenke t_s jednaka je 0,004 m. Na slici 6.5. prikazane su usvojene dimenzije prstena izražene u milimetrima:



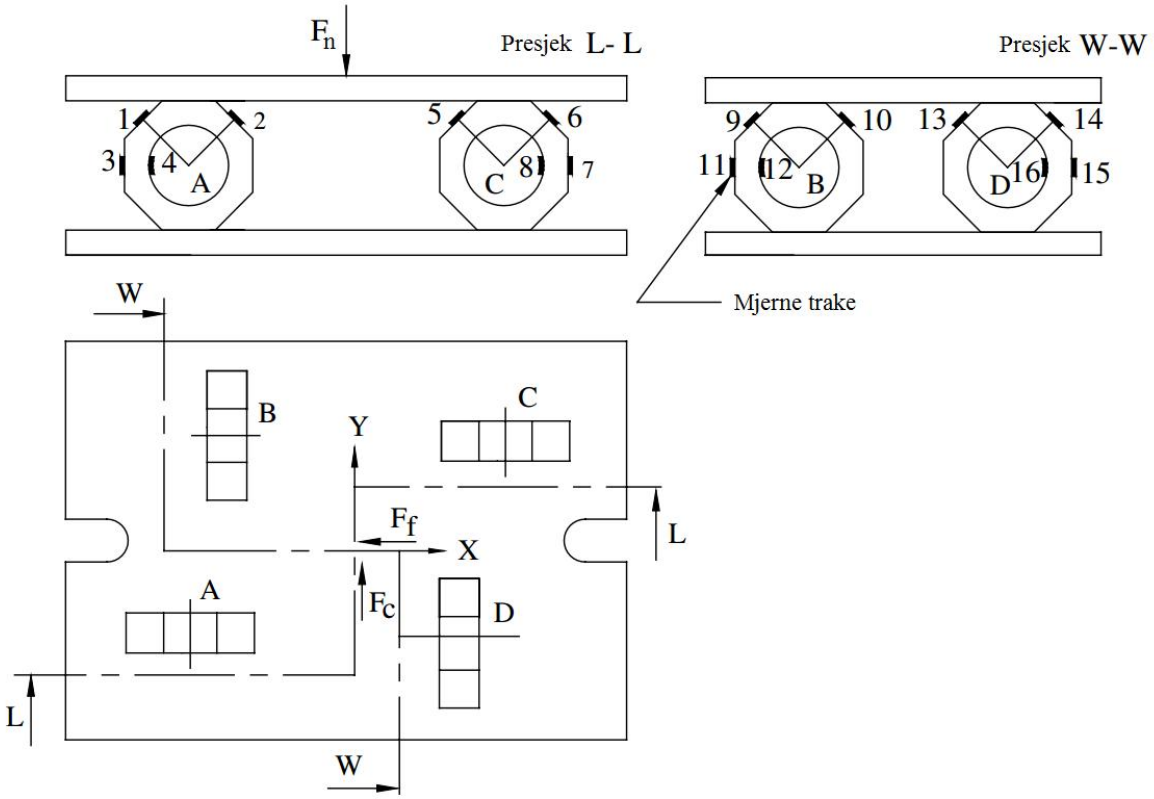
Slika 6.5. Dimenzije osmerokutnog prstena.

Prilikom izrade mjernog pretvornika sile korišteno je sveukupno 16 mjernih traka koje su postavljene na 4 osmerokutna prstena. Orijentacija tenzometarskih traka na prstenima i položaj prstena prikazani su na slici 6.6.

Prilikom rezanja vertikalna komponenta sile F_n djeluje na prstene A, B, C, D. Deformacija nastala uslijed djelovanja sile F_n registrira se pomoću tenzometarskih traka pod rednim brojem 3, 4, 7, 8, 11, 12, 15 i 16. Do deformacije mjernih traka pod rednim brojem 3, 7, 11 i

15 dolazi uslijed vlačnih naprezanja dok kod mjernih traka pod rednim brojem 4, 8, 12 i 16 do deformacija dolazi uslijed tlačnih naprezanja.

Uslijed djelovanja bočne komponete sile F_f dolazi do deformacija na prstenima A i C. Kako bi se izmjerile deformacije potrebno je mjerne trake pod rednim brojem 1, 2, 5 i 6 postaviti na vanjski obod prstena A i C pod kutem od 45 stupnjeva. Na mjernim trakama pod rednim brojem 1 i 5 do deformacija dolazi uslijed vlačnih naprezanja, dok kod mjernih traka pod rednim brojem 2 i 6 do deformacija dolazi uslijed tlačnih naprezanja.

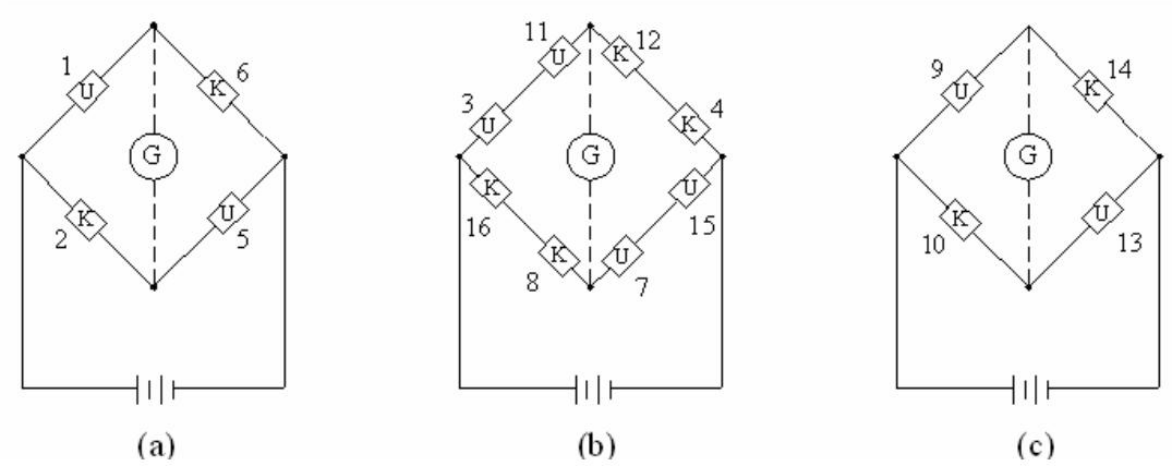


Slika 6.6. Položaj tenzometarskih traka i prstena na mjernom pretvorniku sile (Yaldız i Ünsaçar, 2006).

Horizontalna sila rezanja F_c djeluje na prstene B i D. Za mjerenje deformacija uslijed horizontalne sile potrebno je mjerne trake pod rednim brojem 9, 10, 13 i 14 postaviti na vanjski obod prstena B i D pod kutom od 45°. Za mjerenje deformacija korišten je tip traka HBM LY41 6/120 namijenjen za materijale izrađene od čelika. Osim toga maksimalne deformacije nastale uslijed statičkih i dinamičkih naprezanja su unutar mjernog područja za navedeni tip traka.

Princip mjerenja s mjernim trakama zasniva se na Wheatstoneovom mostu koji se sastoji od dvije električne grane po dva otpora (Kuhinek, 2009). Aktivnim otporom u mostu smatraju se

elektrootporne mjerne trake kojima se mjeri deformacija materijala, a pasivnim električni otpornici kojima se upotpunjuje mjerni most. U tom slučaju mjerni most može imati konfiguraciju s jednim aktivnim otporom - jedna mjerna traka, četvrtinski most, s dva aktivna otpora - dijagonalni most i sa sva četiri aktivna otpora - četiri mjerne trake, puni most (Hrženjak et al., 2001.). Za mjerenje tangencijalne i bočne komponente sile korištene su po četiri trake u konfiguraciji punog mosta, dok je za mjerenje normalne komponente korišteno osam traka, po dvije trake u serijskom spoju, u konfiguraciji punog mosta (slika 6.7.).



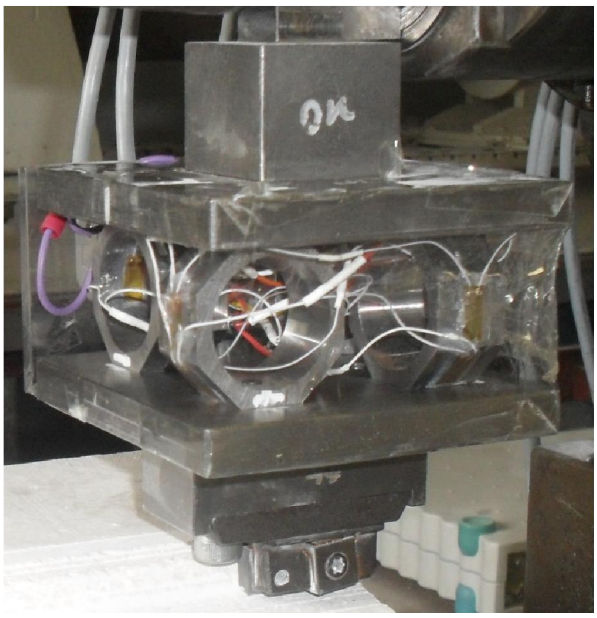
Slika 6.7. Konfiguracija mjernih traka u Wheatstoneovom mostu za a) bočnu silu, b) normalnu silu i c) tangencijalnu silu (Yaldız i Ünsaçar, 2006).

Svaki se mjerni most spaja kabelom na jedan kanal uređaja koji most napaja i koji dobivene signale može pojačati, filtrirati i uzorkovati. Obično takvi uređaji imaju mogućnost komunikacije sa računalom (preko serijskog ili paralelnog sučelja) ili su sastavni dio računala. Veza sa računalom omogućava upravljanje uređajem i bilježenje podataka na memoriji za pohranu. Za ovo mjerenje korišten je samostalni uređaj "Hbm Spider 8" sa četiri kanala koji komuniciraju s računalom preko paralelnog sučelja. Programsko sučelje "Catman" instalirano na računalu omogućava upravljanje uređajem "Hbm Spider 8" te prikaz i bilježenje podataka. Kompletan nadzor nad uređajem i tijekom ispitivanja provodi se pomoću programa "Catman" s računala s kojim je povezan. Pomoću programa "Catman" moguće je vizualno pratiti tijek eksperimenta na monitoru računala odnosno promjenu sile duž reza. Mjerni sustav prikazan je na slici 6.8.



Slika 6.8. Mjerni sustav za ispitivanje rezivosti stijenske mase.

Mjerni elementi odnosno prsteni izrađeni su na CNC stroju. Takav način obrade metala omogućuje postizanje velike preciznosti i točnosti. Prsteni se nalaze između dvije horizontalne ploče, na jednoj strani učvršćeni pomoću M6 vijaka. Kako bi se spriječili pomaci prstena, a samim time i poprečna osjetljivost prilikom mjerenja, na jednoj strani prsten je učvršćen pomoću dva vijka M4 (slika 6.4.). Dimenzije gornje i donje ploče iznose 100 mm x 100 mm x 12 mm. Kako bi se većina deformacija prenijela na mjerne prstene, nosač noža i prihvat pretvornika sile izrađeni su iz jednog komada, a na ploču su učvršćeni pomoću vijaka. Izvodi mjernih traka spojeni su prema slici 6.7. na pojedinačne konektore, koji su učvršćeni na ploču od pleksiglasa. Ploča od pleksiglasa učvršćena je samo na gornju ploču mjernog pretvornika sile, kako ne bi utjecala na rezultate prilikom mjerenja. Na slici 6.9. prikazan je konstruirani pretvornik sile.

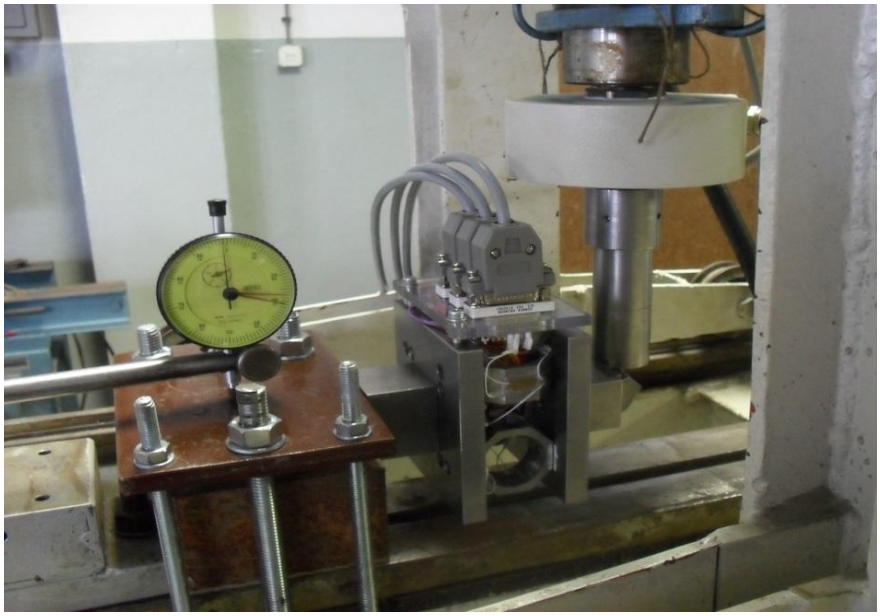


Slika 6.9. Konstrukcija troosnog mjernog pretvornika sile.

6.1.2.2. Umjeravanje pretvornika sile

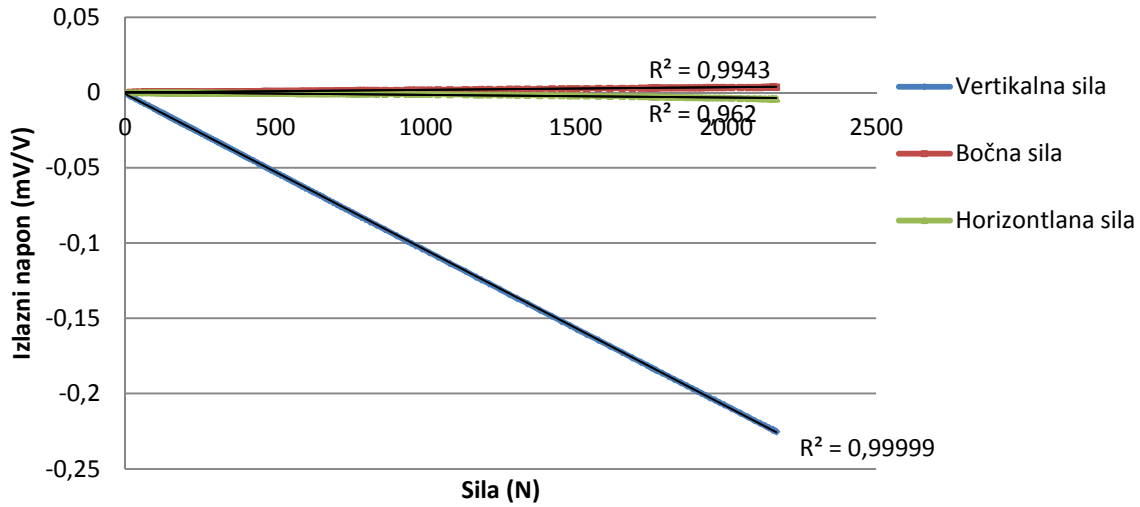
Kako bi se odredila veza između sile koja se nanosi na mjerni pretvornik sile i električnog signala na izlazu pretvornika provedeno je statičko umjeravanje. Umjeravanje je provedeno za sve tri osi pretvornika sile F_c, F_t, i F_f, pri čemu se sila kontinuirano nanosila od 0 N do 2000 N. Umjeravanje pretvornika sile provedeno je na laboratorijskom uređaju za ispitivanje skošenja krajeva osovine valjaka transportnih traka opterećenih na savijanje. Da bi uređaj odgovarao odnosno, da bi se mogao upotrijebiti za umjeravanje, bilo je potrebno izraditi nekoliko jednostavnih modifikacija, prvenstveno u pogledu izrade prihvata za mjerni pretvornik sile. Na ispitnom uređaju, tlačna sila se postiže pomoću hidrauličnog cilindra i ručne hidraulične pumpe. Hidraulični cilindar učvršćen je na osnovnu konstrukciju uređaja okomito na horizontalnu ravninu postolja uređaja a sastoji se od vanjske cijevi cilindra, klipa s klipnjačom i opruga pomoću kojih se klip vraća u početni položaj. Radno gibanje klipa ostvaruje se pomoću hidraulične pumpe preko koje je moguće regulirati brzinu i intenzitet nanošenja sile (Kujundžić, 2002).

Za vrijeme umjeravanja prirast sile bio je kontinuiran, a intenzitet sile je registriran na računalu pomoću umjerenog pretvornika sile i uređaja za prikupljanje podataka „Spider8“. Za umjeravanje korišten je mjerni pretvornik sile proizvođača HBM model Z4A, klase točnosti 00 i mjernog područja 0 N do 20 kN. Neovisno o osi na koju se nanosi sila prilikom umjeravanja mjerene su promjene izlaznog napona na sva tri kanala. Razlog tome je poprečna osjetljivost pretvornika sile. Kod idealnih višeosnih pretvornika sile promjena intenziteta sile u jednoj osi uzrokuje promjenu izlaznog napona isključivo na jednom kanalu dok istovremeno kod preostalih kanala ne dolazi do promjene izlaznog signala. Neovisno o konstrukciji pretvornika sile uvijek postoji određena poprečna osjetljivost. Veličina poprečne osjetljivosti ovisi o tome koliko su mjerne trake precizno postavljane i međusobnom položaju prstena. Na slici 6.10. prikazan je uređaj za umjeravanje mjernog pretvornika sile. Iako je mjerni pretvornik sile dimenzioniran za sile veće od 2000 N, umjeravanje nije provedeno iznad navedenih vrijednosti s obzirom na to da je pri većim vrijednostima sila zamijećen određen pomak u točki učvršćenja na uređaju za umjeravanje. Tijekom umjeravanja na mjestu učvršćenja pretvornika sile postavljena je mikroura pomoću koje je kontroliran pomak u točki učvršćenja.

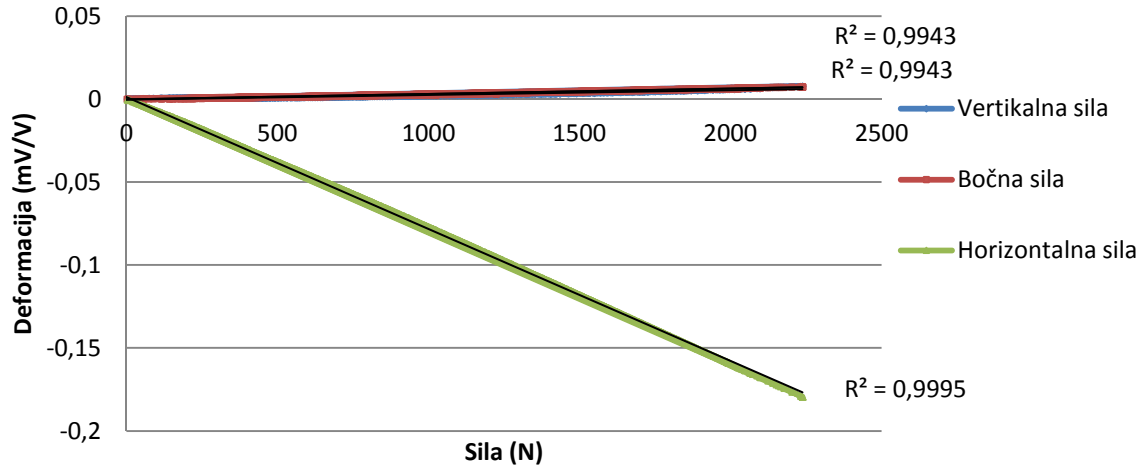


Slika 6.10. Uređaj za umjeravanje pretvornika sile.

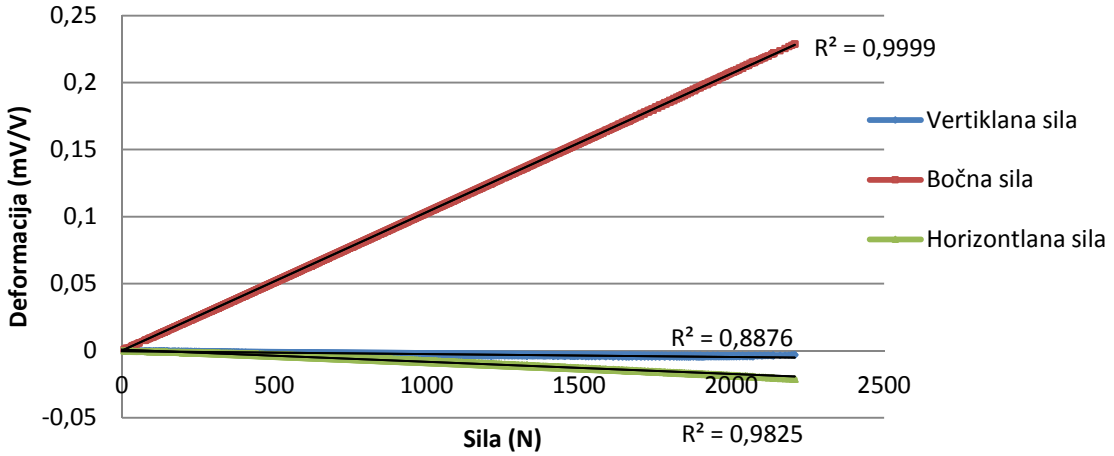
Na temelju ispitivanja dobivene su umjerne krivulje za pretvorbu vrijednosti izlaznog signala u milivoltima/voltu za vrijednosti sile u njutnima. Za svaku os, ispitivanja su ponovljena pet puta. Na slikama 6.11., 6.12., i 6.13. prikazane su umjerne krivulje za sve tri osi, konstruirane na temelju prosječnih vrijednosti pet ispitivanja. U prilogu 1. prikazani su dijagrami odstupanja pojedinačnih ispitivanja od prosječnih vrijednosti umjernih krivulja za svaku komponenetu sile. Kako bi se provjerila konzistentnost mjernog pretvornika, postupak umjeravanja ponovljen je nakon laboratorijskih ispitivanja. U prilogu 2. prikazane su umjerne krivlje mjernog pretvornika prije i nakon laboratorijskih ispitivanja. Iz dijagrama je vidljivo da nije došlo do značajnijih odstupanja tijekom ispitivanja.



Slika 6.11. Umjerna krivulja i poprečna osjetljivost za normalnu silu F_n.



Slika 6.12. Umjerna krivulja i poprečna osjetljivost za tangencijalnu silu F_c.



Slika 6.13. Umjerna krivulja i poprečna osjetljivost za bočnu silu F_f.

Iz umjernih krivulja također je vidljivo da postoji određena poprečna osjetljivost između komponenti sila. Pomoću matematičkih modela moguće je smanjiti utjecaj poprečne osjetljivosti (Hong et al., 2012). Ideja je povezati pojedinačnu komponentu ne samo sa signalom na mjerenom kanalu već sa sva tri kanala. Na temelju rezultata umjeravanja moguće je napisati matričnu jednadžbu na sljedeći način:

$$\begin{bmatrix} R_c \\ R_f \\ R_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{cc} A_{cf} A_{cn} \\ A_{fc} A_{ff} A_{fn} \\ A_{nc} A_{nf} A_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_c \\ F_f \\ F_n \end{bmatrix} \tag{6.21}$$

gdje je:

R_c, R_f, R_n, – izlazni naponi (mV/V),

$A_{cc} \ldots A_{nn}$ – koeficijenti nagiba pravca regresije svih sila,

F_c, F_f, F_n – komponente sila (N).

Inverzijom matrice koeficijenta nagiba pravca regresije, moguće je izračunati vrijednosti pojedinačnih komponenti sila na temelju vrijednosti izlaznih signala. Prema tome:

$$\begin{bmatrix} F_c \\ F_f \\ F_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{cc} A_{cf} A_{cn} \\ A_{fc} A_{ff} A_{fn} \\ A_{nc} A_{nf} A_{nn} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} R_c \\ R_f \\ R_n \end{bmatrix} \tag{6.22}$$

Kada se u jednadžbu 6.22. uvrste koeficijenti nagiba pravca te inverzijom matrice tada jednadžba poprima sljedeći oblik:

$$\begin{bmatrix} F_c \\ F_f \\ F_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 18851{,}9 & 3173{,}8 & 70{,}08 \\ 3328{,}9 & 12579{,}73 & -384{,}66 \\ 1217{,}97 & -199{,}98 & 9748{,}42 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_c \\ R_f \\ R_n \end{bmatrix} \tag{6.23}$$

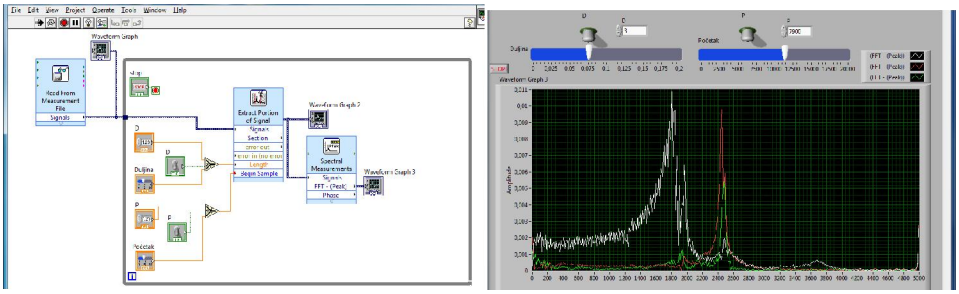
Rješavanjem jednadžbe 6.23. komponente sile računaju se prema sljedećim izrazima:

$$F_{\mathrm{c}} = 18851{,}90 \cdot R_c + 3173{,}80 \cdot R_f + 70{,}80 \cdot R_n \ (\mathrm{N}), \tag{6.24}$$

$$F_{\mathrm{f}} = 3328{,}90 \cdot R_c + 12579{,}73 \cdot R_f - 384{,}60 \cdot R_n \ (\mathrm{N}), \tag{6.25}$$

$$F_{\mathrm{n}} = 1217{,}97 \cdot R_c - 199{,}98 \cdot R_f + 9748{,}42 \cdot R_n \ (\mathrm{N}). \tag{6.26}$$

Osim statičkog umjeravanja određena je i prirodna odnosno rezonantna frekvencija. Prirodna frekvencija mjernog uređaja mora biti veća od maksimalne frekvencije signala koji se javlja prilikom rezanja. Prirodna frekvencija mjernog pretvornika određena je krutošću samog pretvornika. Prirodna frekvencija određena je na način da su se mehaničkim udarcem po tijelu pretvornika sile pobudile vibracije, a pomoću mjernog sustava bilježeni su električni signali. Prikupljeni podaci obrađeni su u programu LabView (slika 6.14.). Tako je određena prirodna frekvencija koja ovisno o osi iznosi od 1800 Hz do 2400 Hz. Frekvencija rezanja određena je na temelju broj promjena amplitude sile rezanja u određenom vremenskom intervalu. Frekvencija tijekom rezanja nije prelazila 400 Hz, prema tome prirodna frekvencija pretvornika sile je dovoljno velika da ne utječe značajno na ispitivanja.



Slika 6.14. Primjer obrade podataka i dijagram prirodne frekvencije mjernog pretvornika sile.

6.1.3. Opis uzoraka

Uzorci korišteni za laboratorijska ispitivanja prikupljeni su na eksploatacijskom polju arhitektonsko-građevnog kamena „Redi“. Uzorci su ispiljeni na površinskom kopu na dimenzije 200 mm x 150 mm x 70 mm. Dimenzije uzoraka odabrane su prema dimenzijama prihvata i maksimalnom hodom uređaja za pravolinijsko rezanje stijena. Ukupno je pripremljeno 10 uzoraka, a za svaki uzorak je određena volumna gustoća. Volumna gustoća uzorka izračunata je na temelju omjera mase i obujma uzorka. Masa uzorka određena je pomoću laboratorijske vage s točnošću 0,1 g. Obujam uzorka izračunat je iz prosječnih vrijednosti dimenzija dobivenih na temelju nekoliko mjerenja pomičnim mjerilom s točnošću od 0,1 mm. Rezultati određivanja volumne gustoće prikazani su u tablici 6.2., a pripremljeni uzorci na slici 6.15.

Tablica 6.2. Fizikalne značajke uzoraka

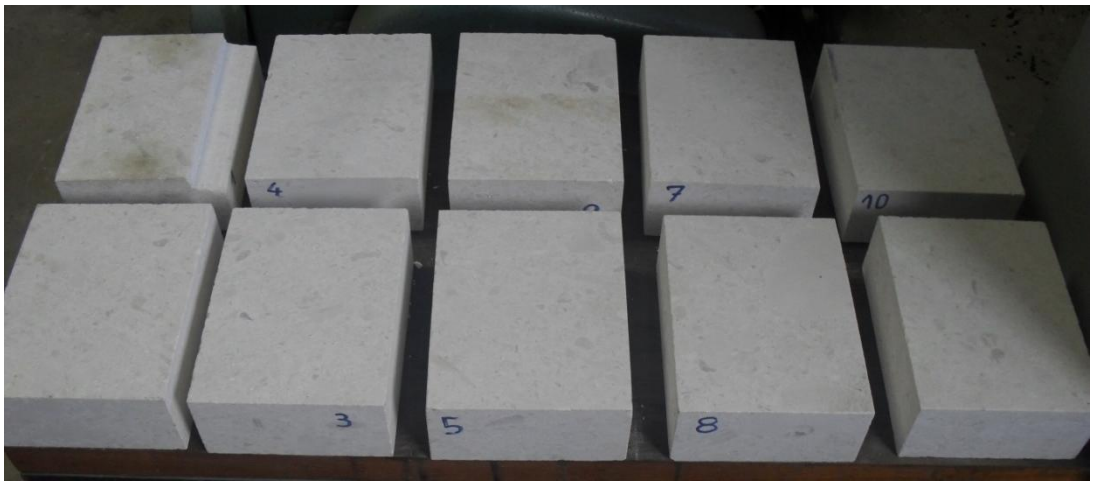
Broj uzorka	**Masa uzorka**	**Prosječna duljina uzorka**	**Prosječna visina uzorka**	**Prosječna širina uzorka**	**Obujam uzorka**	**Volumna gustoća**
	(g)	(cm)	(cm)	(cm)	(cm^3)	($g/cm^{3)}$
1	5452,5	20,19	15,15	6,94	2123,2	2,57
2	5622,5	20,18	14,93	7,19	2167,4	2,59
3	5582,0	20,15	15,06	7,15	2168,2	2,57
4	5462,2	20,14	15,24	6,88	2112,6	2,59
5	5764,2	20,17	15,31	7,22	2228,4	2,59
6	5694,9	20,16	15,13	7,22	2202,1	2,59
7	5528,0	20,15	14,90	7,12	2138,1	2,59
8	5347,4	20,15	14,90	6,88	2064,4	2,59
9	5320,6	20,15	14,89	6,89	2066,0	2,58
10	5538,3	20,17	15,31	6,94	2141,9	2,59
					Prosjek	**2,58**

Također su prikupljeni uzorci ispiljenog materijala tijekom rada lančane sjekačice kako bi se odredio koeficijent rastresitosti. Koeficijent rastresitost k_r određen je na temelju omjera volumne i nasipne gustoće. Nasipna gustoća određena je mjerenjem obujma i mase uzorka u rastresitom stanju. Obujam uzorak određen je pomoću menzure, a masa uzorka pomoću vage s točnošću 0,01 g. Ispitivanja su provedena u Laboratoriju za oplemenjivanje mineralnih sirovina i zaštitu okoliša na Rudarsko-geološko-naftnom fakultetu, Sveučilišta u zagrebu. Nasipna gustoća određena je za šest uzoraka, a rezultati ispitivanja prikazani su u tablici 6.3.

Tablica 6.3. Nasipna gustoća ispiljenog materijala.

Broj uzorka	**Masa uzorka**	**Obujam uzorka**	**Nasipna gustoća**	**Prosječne vrijednosti**		**Koeficijent rastresitosti**
				Nasipna gustoća	**Volumna gustoća**	
	(g)	(cm^3)	($g/cm^{3)}$	($g/cm^{3)}$	($g/cm^{3)}$	
1	734,8	515,0	1,43	1,41	2,58	1,84
2	742,5	525,0	1,41			
3	803,0	580,0	1,38			
4	734,3	520,0	1,41			
5	756,0	535,0	1,41			
6	721,3	515,0	1,40			

Iz omjera prosječne vrijednosti nasipne i volumne gustoće izračunat je koeficijent rastresitosti, čija vrijednost iznosi 1,84.



Slika 6.15. Pripremljeni uzorci za ispitivanje

Prema provedenoj mineraloškoj-petrografskoj analizi kamen je determiniran kao rekristalizirani vapnenac organogenog postanka (Cemtra d.o.o, 2006). Struktura kamena je zrnata, djelomično kristalasta, dok je tekstura izrazito homogena. Fizikalno-mehaničke značajke uzoraka arhitektonsko-građevnog kamena „Plano-Redi“ prikazane su u tablici 6.4.

Tablica 6.4. Fizikalno-mehaničke značajke uzoraka arhitektonsko-građevnog kamena Plano (Cemtra d.o.o, 2006).

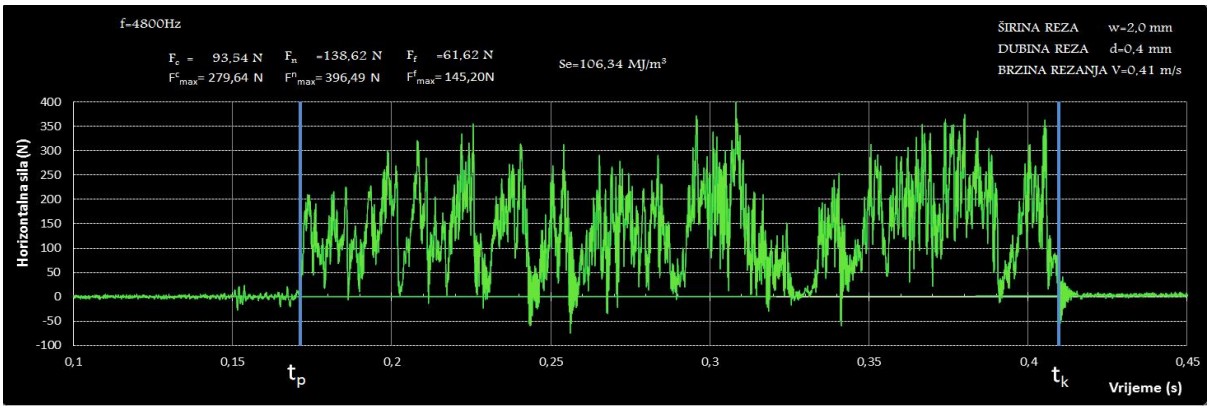
Vrsta određivanja	Određivano prema	Rezultati određivanja
Čvrstoća na tlak U suhom stanju	HRN B.B8.012	maks. = 124,8 MPa min.= 84,5 MPa sred.= 111,2 MPa
U vodom zasićenom stanju		maks.= 121,8 MPa min.= 80,7 MPa sred.= 104,2 MPa
Nakon smrzavanja		maks.= 109,7 MPa min.= 73,3 MPa sred.= 100,4 MPa
Čvrstoća na savijanje	HRN B.B8.017	maks.= 13,6 MPa min.= 8,9 MPa a. sred.= 11,7 MPa
Upijanje vode pri atmosferskom tlaku	HRN B.B8.010	= 0,97 % (mas.)
Obujamska masa	HRN B.B8.032	= 2610 kg/m^3
Gustoća	HRN B.B8.032	= 2695 kg/m ^{3}
Apsolutna poroznost	HRN B.B8.032	= 3,15% (vol.)
Otpornost na habanje (Bohme)	HRN B.B8.015	=21,8 cm^3/50 cm^2
Brzina prostiranja longitudinalnih valova	HRN B.B8.121	= 4150 (m/s)

6.1.4. Metoda ispitivanja

Ispitivanja su provedena na uređaju za pravolinijsko rezanje stijena. Prilikom svakog ispitivanja mjerena je tangencijalna, normalna i bočna komponenta sile, a proračunom je određen obujam reza. Obujam reza izračunat je na temelju razlike mase uzorka prije i nakon rezanja i volumne gustoće. Mjerenje mase uzoraka provedeno je na vagi proizvođača „Mettler toledo“. Razlučivost vage za uzorke mase do 0,5 kg jednaka je 0,01 g, a uzorke do 6,1 kg jednaka je 0,1 gram. Prosječna masa uzoraka korištenih za ispitivanje iznosila je približno 5,5 kilograma, dok je masa odlomaka za pojedinačno ispitivanje varirala između 0,1 i 0,3 grama. S obzirom na to da masa odlomaka nije prelazila 0,3 grama, a razlučivost vage jednaka je 0,1 gram, svaka serija ispitivanja ponovljeno je minimalno toliko puta da masa odlomljenih čestica bude barem deset puta veća od razlučivosti vage odnosno minimalno 1 gram.

Vrijednosti pojedinačnih komponenti sile izmjerene su pomoću troosnog mjernog pretvornika sile. Izlazni signal pretvornika bilježen je brzinom od 4800 uzoraka u sekundi. Vrijednosti izlaznog signala se pohranjuju u datoteku pri čemu je veličina električnog signala izražena kao omjer napona u milivoltima/voltu. U programskom paketu „*Microsoft office Excel“* programirana je rutina koja na temelju kompenzacijske matrice vrijednosti električnog

signala transformira u veličine sile izražene u njutnima. Pored navedene rutine, u programu se proračunavaju prosječne i maksimalne vrijednosti sile te specifična energija. Na slici 6.16. prikazan je primjer rezultata mjerenja koji prikazuje promjene tangencijalne sile u periodu rezanja. Energija utrošena na rezanje dobivena je numeričkom integracijom tangencijalne sile po prijeđenom putu noža. Specifična energija rezanja izračunata je na temelju vrijednosti omjera ukupne energije rezanja i obujma reza. Tijekom svih laboratorijskih ispitivanja brzina rezanja bila je konstantna i približno jednaka 0,4 m/s.



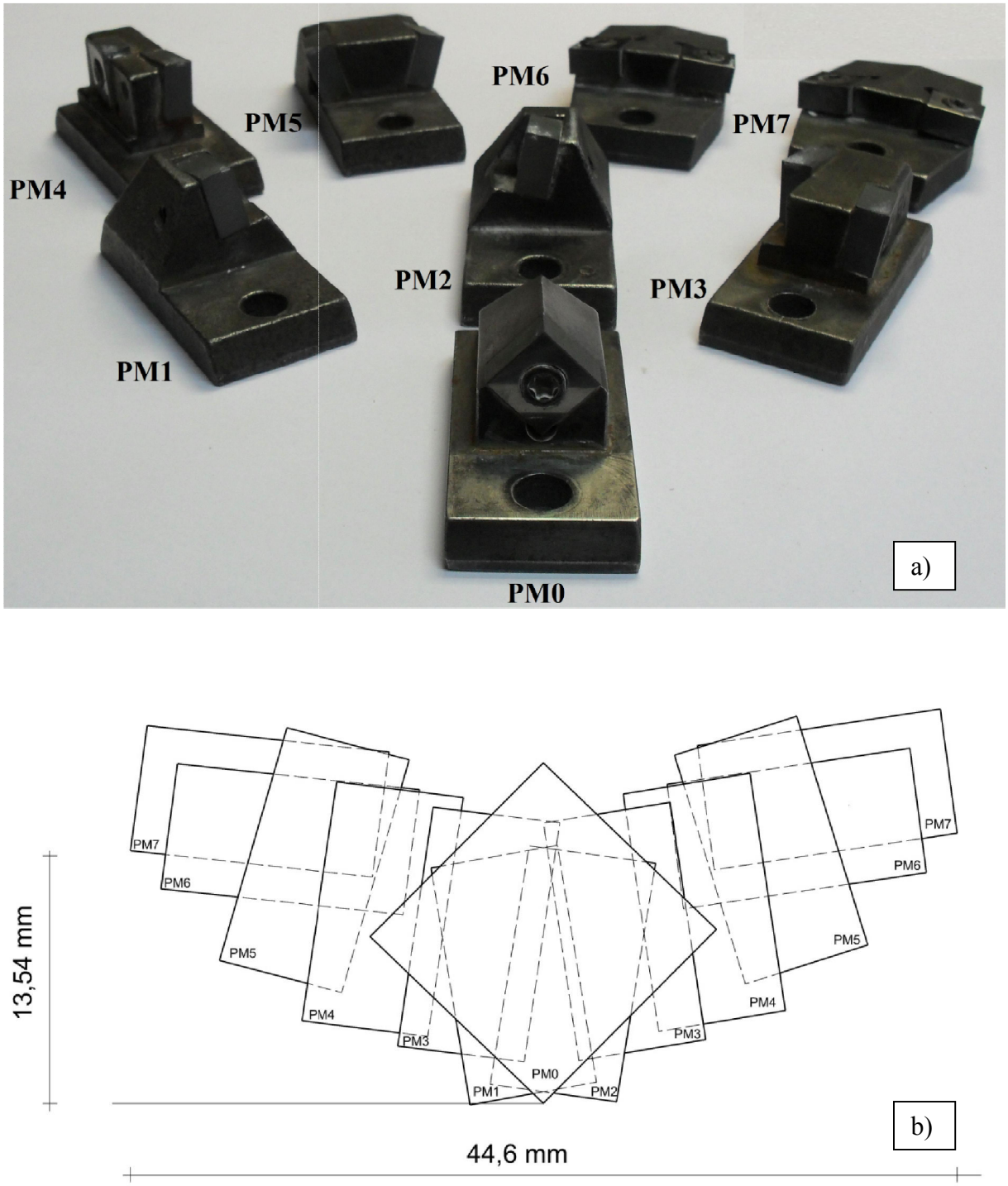
Slika 6.16. Primjer obrade rezultata ispitivanja.

6.1.5. Simulacija procesa rezanja

Kako je već spomenuto, laboratorijska ispitivanja podijeljena su u dva dijela. U ovom dijelu ispitivanja cilj je potvrditi hipotezu da se pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena može simulirati proces rezanja lančane sjekačice. Kako bi se potvrdila ova hipoteza ispitivanja su provedena na uređaju za pravolinijsko rezanje stijena s reznim elementima lančane sjekačice „*Pellegrini Ch-60*“. Cilj je simulirati proces rezanja sa svim nosačima reznog segmenta, a dobivene vrijednosti specifične energije usporediti sa rezultatima terenskih ispitivanja, odnosno specifičnom energijom rezanja lančane sjekačice. Specifična energija rezanja u ovom dijelu ispitivanja nije određivana za svaki nosač pojedinačno već je određena za kompletan rezni segment.

Rezni segment se sastoji od osam nosača i trinaest reznih pločica (slika 6.17.a). Prva tri nosača imaju po jednu reznu pločicu i služe za otvaranje reza, dok ostali nosači imaju po dvije rezne pločice i služe za proširivanje reza. Geometrijske veličine reznih pločica razlikuju se ovisno o položaju na nosaču. U tablici 6.5. prikazane su geometrijske veličine reznih pločica

za svih osam nosača. Prvi nosač unutar segmenta ima oznaku PM0, a posljednji PM7. Duljina reznog segmenta jednaka je 730,0 mm, širina 44,6 mm, a razlika u visini između prve i posljednje rezne pločice jednaka je 13,54 mm. Dimenzije i nacrt reznog segmenta prikazani su na slici 6.17. b.

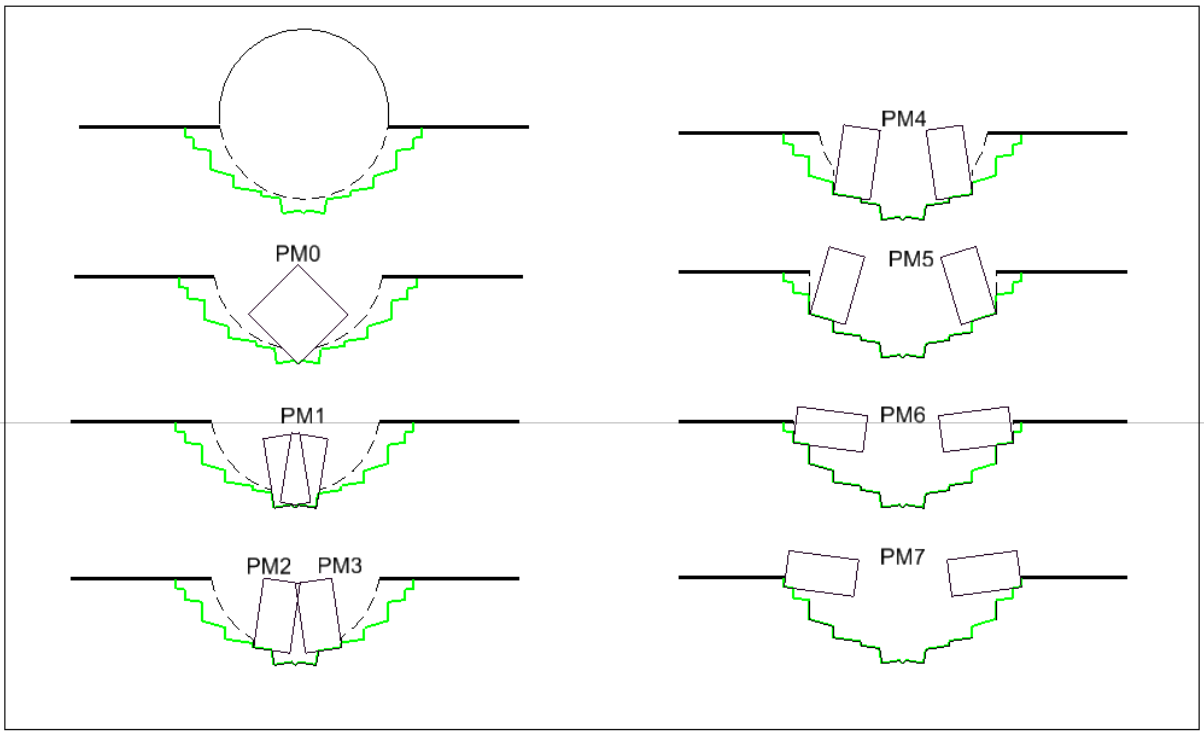


Slika 6.17. a) Nosači i rezne pločice lančane sjekačice „Pellegrini CH60“. b) nacrt reznog segmenta.

Tablica 6.5.Geometrijske veličine reznih pločica.

Nosač	Napadni kut (◦)	Bočni kut (◦)	Bočni napadni kut (◦)
PM0	-8,6	45,0	0,0
PM1	-4,7	8,3	2,8
PM2	-4,7	8,3	2,8
PM3	-5,5	5,9	5,3
PM4	-5,7	6,8	7,0
PM5	-7,0	13,8	13,3
PM6	-5,5	6,4	12,9
PM7	-6,1	7,9	14,2

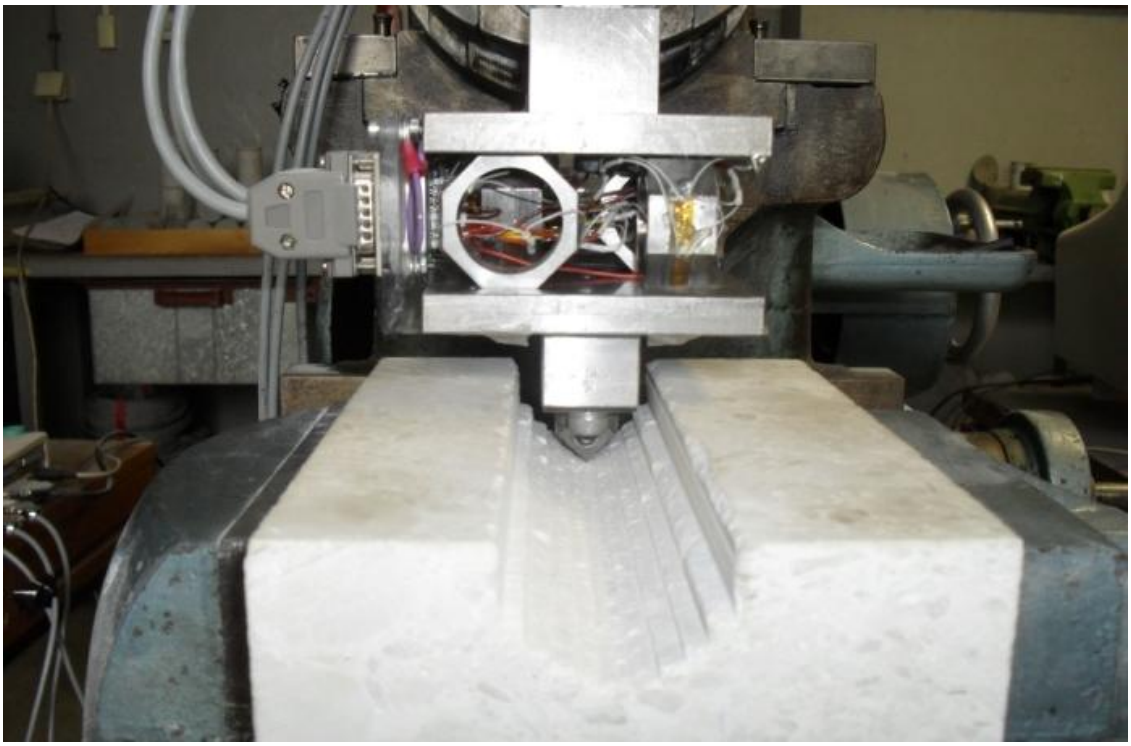
Prije ispitivanja je potrebno pripremiti uzorak na način da se izradi rez geometrijskog oblika prikazanog na slici 6.18. zelenom bojom. S obzirom na razliku u visini između prvog PM0 i posljednjeg nosača PM7 od 13,5 mm, potreban je velik broj izmjena nosača prije nego počnu rezati i posljednje rezne pločice. Kako bi se smanjio broj izmjena nosača, uzorak je prethodno izbušen sa bušaćom krunom. Konačni geometrijski oblik reza postignut je prolaskom svih nosača kroz prethodno izbušen uzorak.



Slika 6.18. Priprema uzorka za ispitivanje.

Ispitivanja su podijeljena u pet serija, odnosno simulacija procesa rezanja provedena je pri pet različitih dubina. Unutar svake serije mjerene su komponente sile rezanja na pojedinačnim nosačima. Serija ispitivanja započinje sa podešavanjem dubine reza i postavljanjem prvog

nosača PM0 na mjerni pretvornik sile (slika 6.19.), a završava nakon prolaska posljednjeg nosača PM7. Prije prvog ispitivanja i nakon svake serije ispitivanja izmjerena je masa uzoraka, a na temelju volumne gustoće uzorka izračunat je obujam reza. Ukupna energija rezanja reznog segmenta dobivena je sumiranjem energije utrošene na rezanje pri prolasku pojedinačnih nosača. Omjer vrijednosti ukupne energije i obujma odlomljenog materijala predstavlja specifičnu energiju rezanja reznog segmenta.



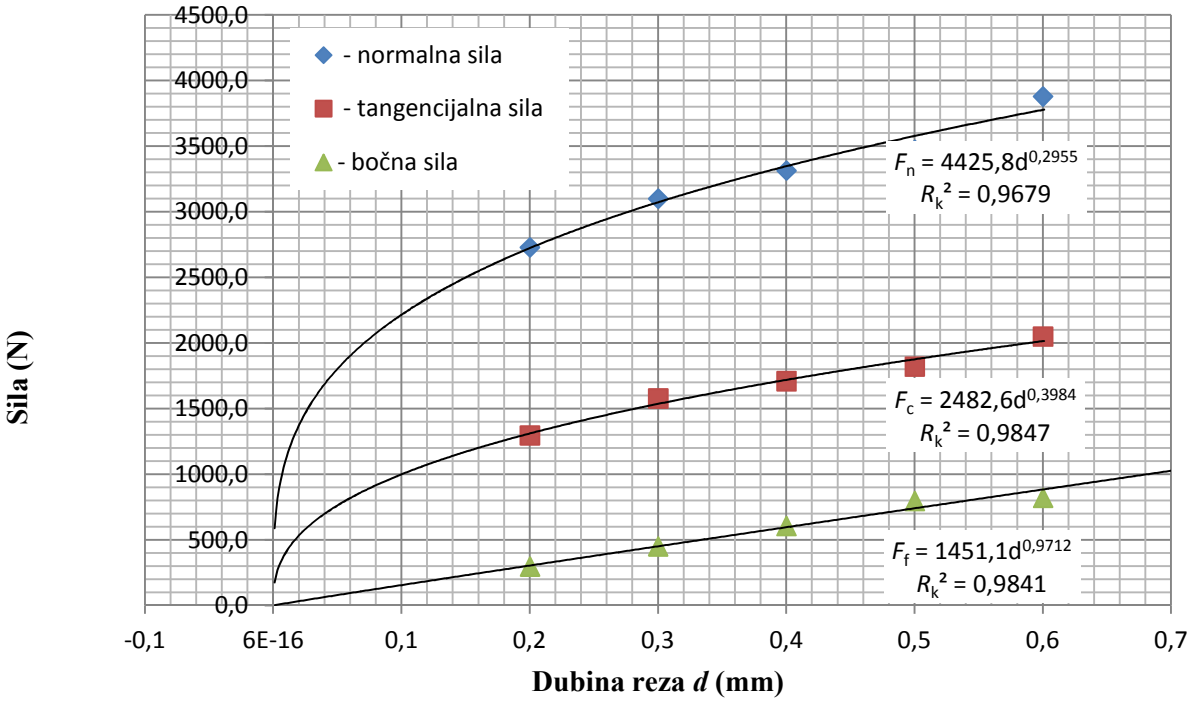
Slika 6.19. Simulacija procesa rezanja.

Ispitivanja su provedena na uzorku broj 2. pri dubinama rezanja 0,2 mm, 0,3 mm, 0,4 mm, 0,5 mm i 0,6 mm kako bi se odredio utjecaj dubine rezanja na sile i energiju rezanja. Veće dubine od 0,6 mm nisu ispitane s obzirom da su se tijekom ispitivanja maksimalne vrijednosti sila približile vrijednostima vršnih sila za koje je mjerni pretvornik sile umjeren. Pored navedenog, terenskim ispitivanjima je ustanovljeno da pri radu sjekačice dubine rezanja reznih pločica ne prijelaze dubine veće od 0,4 mm. Rezultati ispitivanja prikazani su u tablici 6.6. i prilogu 3. U tablici 6.6. prikazane su prosječne vrijednosti komponenti sila i energije rezanja za pojedinačne nosače ovisno o dubini reza, a u prilogu 3. maksimalne vrijednosti sila. Obujam odlomljenog materijala izračunat je iz omjera mase odlomljenog materijala i volumne gustoće koja za uzorak broj 2 iznosi 2,61 g/cm^3. Specifična energija rezanja reznog segmenta izračunata je iz omjera sumarne vrijednosti energije rezanja pojedinačnih nosača i obujma reza.

Tablica 6.6. Rezultati ispitivanja simulacije reza.

R.b. nosača	Dubina	Masa odlomljenog materijala	Obujam reza	Prosječne vrijednosti sila			Energija rezanja	Specifična energija rezanja reznog segmenta
				F_C	F_f	F_n		
	(mm)	(g)	(cm^3)	(N)	(N)	(N)	(J)	(MJ/m^3)
PM0	0,2	3,9	1,5	84,0	19,4	154,6	17,1	**176,4**
PM1				102,2	56,5	197,1	21,4	
PM2				121,2	20,2	284,8	24,9	
PM3				177,5	68,1	415,6	36,1	
PM4				201,3	37,0	460,7	40,8	
PM5				276,7	40,6	550,9	56,0	
PM6				245,6	36,3	524,9	49,6	
PM7				88,0	20,0	140,3	17,9	
Σ				**1296,5**	**298,1**	**2729,1**	**263,7**	
PM0	0,3	6,1	2,3	99,3	15,7	181,2	20,8	**147,4**
PM1				123,8	85,7	190,9	26,1	
PM2				185,2	57,8	404,8	60,7	
PM3				263,8	99,6	486,3	53,6	
PM4				241,7	60,6	485,1	48,9	
PM5				283,4	103,2	600,2	57,4	
PM6				268,3	30,0	573,8	54,1	
PM7				112,7	-1,5	186,9	23,0	
Σ				**1578,1**	**451,2**	**3109,2**	**344,6**	
PM0	0,4	7,0	2,7	153,1	45,1	238,6	35,3	**132,7**
PM1				143,6	117,0	226,4	29,9	
PM2				151,5	61,5	418,7	33,2	
PM3				267,8	89,3	564,1	54,5	
PM4				255,4	86,2	545,4	51,8	
PM5				319,1	88,2	569,0	64,6	
PM6				268,8	69,9	563,2	55,7	
PM7				150,7	49,5	188,5	30,8	
Σ				**1709,9**	**606,8**	**3313,8**	**355,8**	
PM0	0,5	9,2	3,5	124,5	32,8	206,1	26,2	**108,7**
PM1				206,1	116,1	480,0	47,0	
PM2				161,4	66,3	486,1	40,9	
PM3				234,1	88,5	495,1	47,4	
PM4				279,9	129,3	501,0	56,6	
PM5				333,6	134,9	524,0	67,6	
PM6				296,6	92,9	601,8	59,9	
PM7				184,8	136,0	180,4	37,4	
Σ				**1820,9**	**796,7**	**3474,6**	**383,1**	
PM0	0,6	11,6	4,4	164,2	69,1	254,0	35,8	**94,7**
PM1				218,4	157,5	407,4	45,8	
PM2				214,6	119,2	654,1	44,0	
PM3				363,9	132,4	685,8	74,0	
PM4				360,8	143,8	617,5	73,3	
PM5				308,1	86,8	557,8	62,2	
PM6				298,9	105,4	550,8	61,2	
PM7				120,8	7,1	151,2	24,7	
Σ				**2049,8**	**821,3**	**3878,6**	**421,1**	

Analizom dobivenih rezultata ustanovljene su zavisnosti sile i energije rezanja o dubini reza. Na slici 6.20. prikazana je zavisnost vrijednosti tangencijalne, normalne i bočne komponente sile reznog segmenta o dubini reza. Prikazane vrijednosti sila predstavljaju sumarnu vrijednost komponenti sila pojedinačnih nosača reznog segmenta. Na temelju regresijske analize proizlazi da vrijednosti tangencijalne i normalne sile rastu sa dubinom reza, na što upućuje eksponent funkcije opće potencije, pri čemu su vrijednosti normalne sile približno dva puta veće od vrijednosti tangencijalne sile. Iako nisu prikazane na dijagramu, maksimalne vrijednosti sila također rastu sa dubinom reza i dosežu do četiri puta veće vrijednosti od prosječnih. Taj podatak je vrlo važan obzirom da je nosače i rezne pločice potrebno dimenzionirati upravo prema maksimalnim vrijednostima sila. Pored tangencijalne i normalne sile na slici 6.20. prikazan je utjecaj dubine reza na bočnu silu. Bočna sila također raste sa dubinom rezanja što je suprotno očekivanjima. Naime, s obzirom na simetričnost lanca međusobni utjecaj bočnih sila trebao bi se poništiti (Copur, 2009). Iako je teoretski gledano lanac odnosno rezni segment idealno simetričan, prilikom konstrukcije nosača dolazi do manjih odstupanja. Pored navedenog, tijekom ispitivanja je zamijećeno da se na jednoj polovici reza formiraju veći odlomci što upućuje na nehomogenost stijenske mase. Shodno tome utjecaj bočnih sila nije moguće zanemariti već ih je potrebno uzeti u obzir pri proračunu rezultantne sile i konstrukciji lanca.



Slika 6.20. Zavisnost tangencijalne, bočne i normalne sile o dubini rezanja.

Na temelju rezultata dobivenih ispitivanjem simulacije procesa rezanja te odnosa sila rezanja i dubine reza, moguće je izračunati sve tri komponente sile reznog segmenta lančane sjekačice prema sljedećem izrazu:

$$F_x = A \cdot d^B \text{ (N)}, \tag{6.27}$$

gdje je:

F_x – komponenta sile na reznom segmentu (N),

A,B – eksperimentalne konstante sile reznog segmenta.

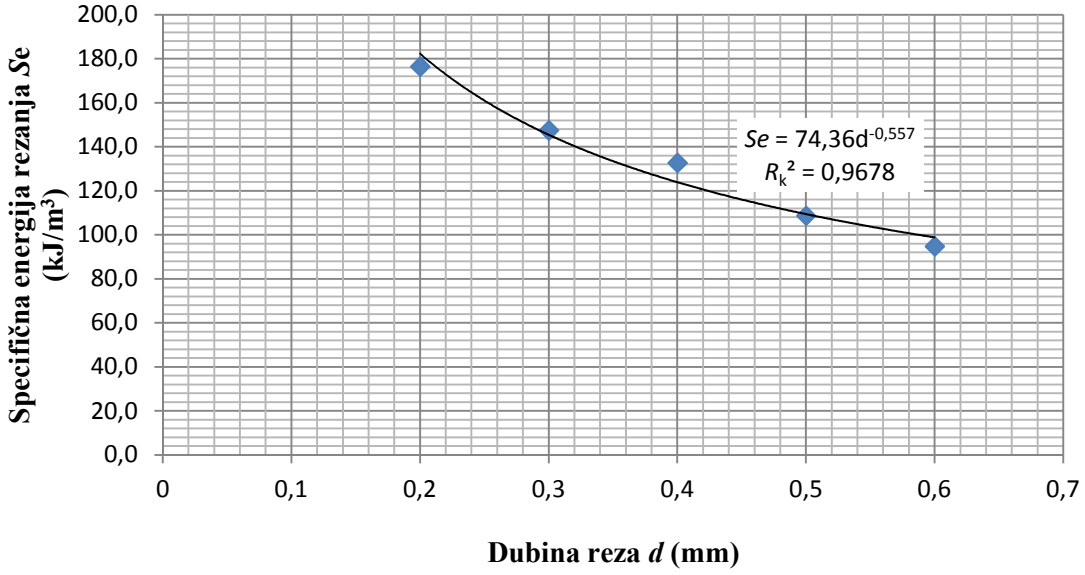
Usprkos činjenici da vrijednosti sila rastu sa povećanjem dubine reza, vrijednost specifične energije rezanja se smanjuje. Razlog tome je što se s porastom dubine reza količina ispiljenog materijala povećava više od energije utrošene na rezanje. Također je uočeno da se povećanjem dubine povećava udio većih čestica u odlomljenom materijalu. Na slici 6.21. prikazana je zavisnost specifične energije rezanja o dubini reza. Prema provedenoj regresijskoj analizi moguće je predvidjeti utrošak energije zavisno o dubini reza prema sljedećem izrazu:

$$Se = C \cdot d^D \text{ (kJ/m}^3\text{)}, \tag{6.28}$$

gdje je:

Se – specifična energija rezanja (kJ/m^3),

C, D – eksperimentalna konstante specifične energije rezanja reznog segmenta.



Slika 6.21. Zavisnost specifične energije rezanja o dubini reza.

6.1.6. Analiza utjecaja konstrukcijskih veličina reznog lanca na učinak lančane sjekačice

Drugi dio laboratorijskih ispitivanja proveden je sa svrhom određivanja utjecaja konstrukcijskih veličina reznog lanca na učinak lančane sjekačice. Konstrukcijom reznog lanca određene su geometrijske veličine reznih pločica. Ispitivanjima je analiziran utjecaj površine reza te napadnih kutova reznih pločica na sile i energiju rezanja. Ispitivanja su provedena na laboratorijskom uređaju za pravolinijsko rezanje stijena sa reznim elementima lančane sjekačice „Pellegrini Ch-60". Utjecaj konstrukcijskih veličina analiziran je na temelju specifične energije rezanja, koja je za razliku od prethodnih laboratorijskih ispitivanja određena za svaku reznu pločicu posebno. Energija utrošena na rezanje pri radu sjekačice ovisi o površini kojom reže rezna pločica u kontaktu sa stijenom, a određena je dubinom reza *d* i širinom reza *w*. Dubina reza ovisi o vrijednostima radnih veličina i svaka rezna pločica unutar reznog segmenta reže istom dubinom. Međutim, širina reza nije jednaka za svaku reznu pločicu u reznom segmentu, već ovisi o poprečnom razmaku reznih pločica koji je određen konstrukcijom reznog lanca.

Kako bi se ispitao utjecaj površine reza na energiju rezanja simuliran je proces rezanja sa reznom pločicom pri različitim vrijednostima širine i dubine reza. Ovisno o dubini i širini reza, vrijednosti površina reza pri kojima su provedena ispitivanja prikazane su u tablici 6.7.. Tijekom ispitivanja vrijednost napadnih kutova bila je konstantna, a ispitivanja su provedena sa jednom reznom pločicom nosača PM3 (slika 6.22).

Tablica 6.7. Vrijednosti površine reza *A* tijekom ispitivanja (mm^2).

Širina reza	**Dubina reza *d* (mm)**				
***w* (mm)**	**0,2**	**0,4**	**0,6**	**0,8**	**1,0**
0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
1,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
1,5	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5
2,0	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0

Ispitivanja su podijeljena u dvadeset serija odnosno dvadeset različitih kombinacija vrijednsoti dubina i širina reza. Svaka serija ispitivanja je ponovljena minimalno pet puta. Kod manjih vrijednosti dubina i širina reza ispitivanja su ponovljena više puta kako bi masa odlomaka bila barem deset puta veća od razlučivosti vage. Masa odlomaka određena je vaganjem uzorka prije početka prvog ispitivanja i nakon svake serije ispitivanja. Obujam reza određen je na temelju omjera mase odlomaka i volumne gustoće uzorka. Ispitivanja su

provedena na uzorku broj 1. pri čemu su mjerene sile na reznom alatu. Energija utrošena na rezanje izračunata je numeričkom integracijom tangencijalne sile po prijeđenom putu noža, a specifična energija rezanja izračunata je na temelju vrijednosti omjera energije rezanja i obujma reza.



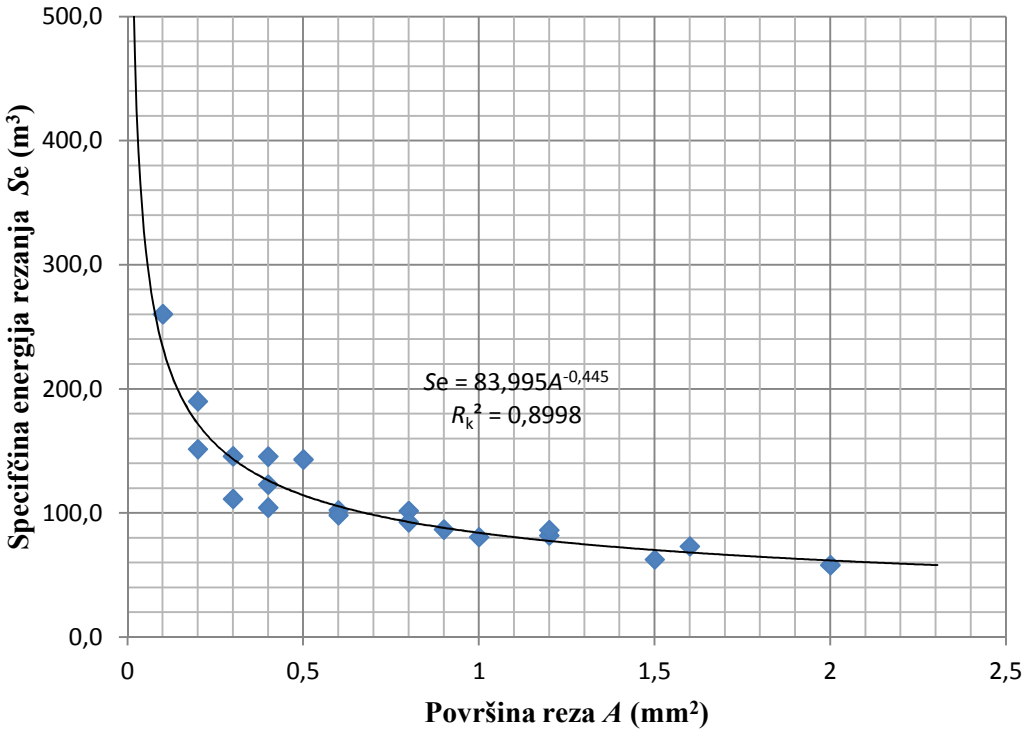
Slika 6.22. Ispitivanje utjecaja širine i dubine reza na učinak rezanja.

U prilozima 4, 5, 6 i 7 prikazani su rezultati pojedinačnih ispitivanja, a u tablici 6.8. prosječne vrijednosti sila i specifične energije za svaku seriju ispitivanja.

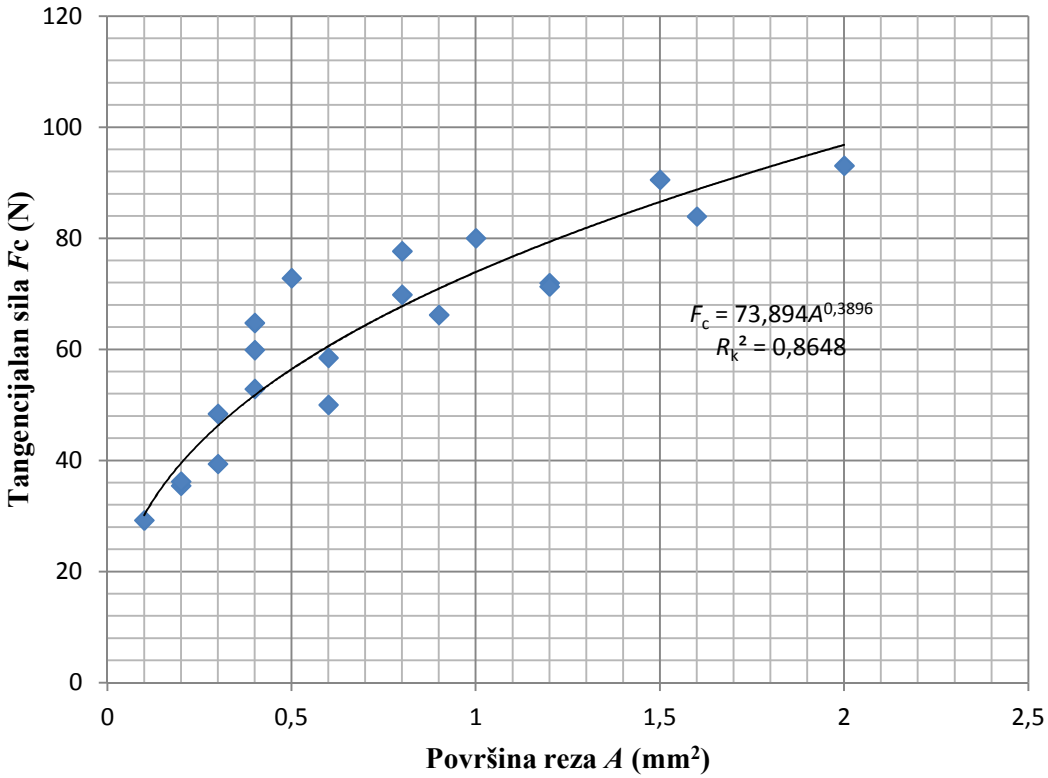
Tablica 6.8. Rezultati ispitivanja širine i dubine reza na sile i energiju rezanja.

Br. nosača	Širina reza *w*	Dubina reza d	Prosječne vrijednosti		Prosječne vrijednosti sila			Specifična energija rezanja
			Obujam reza	Energija rezanja	F_c	F_f	F_n	
	(mm)	(mm)	(cm^3)	(J)	(N)	(N)	(N)	(MJ/m^3)
PM3	0,5	0,2	0,02	5,9	29,2	34,9	14,3	260,3
		0,4	0,04	7,3	36,2	48,1	14,5	190,1
		0,6	0,07	9,8	48,4	68,4	15,9	145,8
		0,8	0,09	13,1	64,7	104,4	14,5	145,6
		1,0	0,10	14,7	72,8	115,0	12,4	143,2
PM3	1,0	0,2	0,05	7,2	35,4	42,9	27,3	151,6
		0,4	0,09	10,7	52,9	67,9	38,6	123,0
		0,6	0,12	11,8	58,5	75,4	31,1	102,3
		0,8	0,15	15,7	77,6	110,7	27,1	101,8
		1,0	0,20	16,2	80,0	114,7	28,7	80,7
PM3	1,5	0,2	0,07	8,0	39,4	30,5	48,2	111,4
		0,4	0,10	10,1	50,0	55,5	42,7	98,3
		0,6	0,15	13,4	66,2	84,3	41,5	86,8
		0,8	0,17	14,4	71,3	98,4	31,8	86,3
		1,0	0,29	18,4	90,5	121,1	44,4	62,6
PM3	2,0	0,2	0,12	12,1	59,9	52,1	67,9	104,5
		0,4	0,14	13,4	69,8	75,6	60,1	92,7
		0,6	0,19	15,2	71,9	81,3	57,0	82,0
		0,8	0,23	17,0	83,9	104,0	53,3	73,2
		1,0	0,32	18,9	93,0	115,9	57,8	58,2

Na temelju dobivenih rezultata provedena je statistička analiza. Na slici 6.23. prikazan je utjecaj površine reza na specifičnu energiju rezanja. Iz dijagrama je vidljivo da se specifična energija smanjuje sa povećanjem površine reza. Pri povećanju površine reza sa 0,1 mm^2 na 0,5 mm^2 dolazi do smanjenja specifične energije od 51 posto. Kod povećanja površine reza sa 0,5 mm^2 na 1 mm^2 specifična energija se smanjuje za 26 posto, a pri povećanju od 1 mm^2 do 1,5 mm^2 specifična energija se smanjuje za 16 posto. Daljnje povećanje površine reza rezultira marginalnim smanjenjem energije, međutim dolazi od porasta vrijednosti tangencijalne sile na reznom alatu. Na slici 6.24. prikazan je utjecaj površine reza na tangencijalnu silu uslijed rezanja.



Slika 6.23. Utjecaj površine reza na specifičnu energiju.



Slika 6.24. Utjecaj površine reza na tangencijalnu silu rezanja.

Prema podacima iz tablice 6.8. moguće je uočiti da je tangencijalna sila veća od normalne sile u slučaju kada nosač reže sa jednom pločicom. Međutim, kada isti nosač reže sa dvije pločice tada je normalna sila veća od tangencijalne što je posljedica veće širine reza. Naime, sa povećanjem širine reza normalna sila raste linearno. Pored navedenog, iz tablice 6.8. moguće je uočiti da dubina reza ima neznatan utjecaj na normalnu silu.

Iz navedenih analiza vidljivo je da promjena površine reza utječe i na specifičnu energiju rezanja i tangencijalnu silu. Međutim, iz analiza nije vidljivo koliki je pojedinačni utjecaj širine i dubine reza, stoga je provedeno je ispitivanje višestruke zavisnosti tangencijalne sile o dubini i širini reza. Sažetak analize je prikazan u tablici 6.9., a na slici 6.25. je prikazan proračunati model zavisnosti. Analiza višestruke zavisnosti je provedena za pretpostavljeni model:

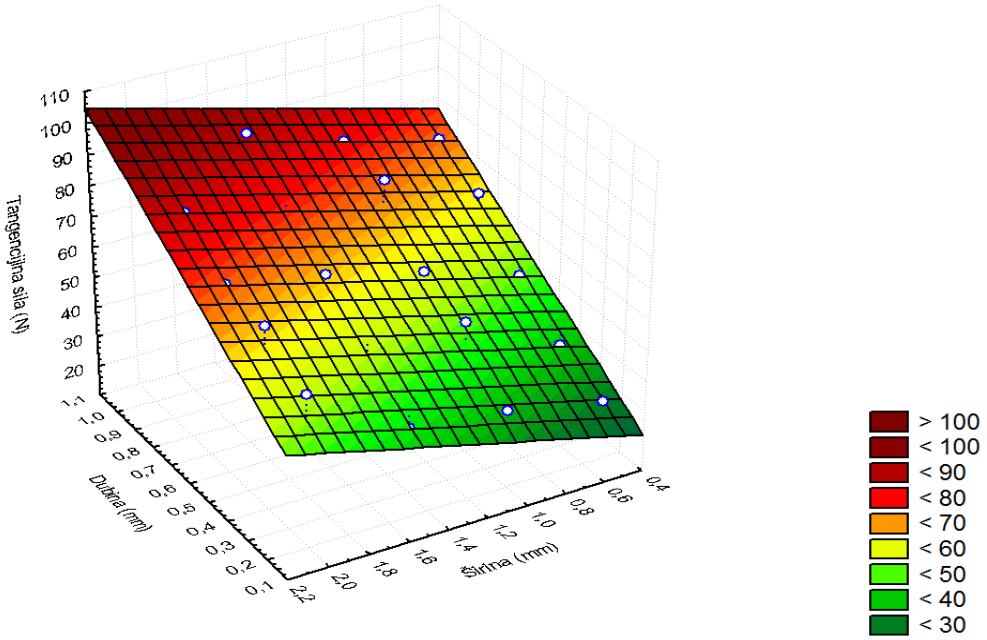
$$Tangencijalna\ sila = x \cdot dubina\ rezanja + y \cdot širina\ rezanja + c \tag{6.29}$$

Tablica 6.9. Višestruka zavisnost tangencijalne sile rezanja o širini i dubini reza.

N=20	R_k=0,97415519 R_k^2=0,94897833 $F(2;17)$=158,10 p<0,00000 Std. greška: 4,4488					
	Beta	Std.greška od Beta.	*B*	Std.greška od B	*t*(17)	*p*-razina
Odsječak			10,3226	3,22346	3,20232	0,00522
Dubina reza	0,84432	0,05478	54,2047	3,51709	15,4118	0
Širina reza	0,4859	0,05478	15,7834	1,77952	8,86948	0

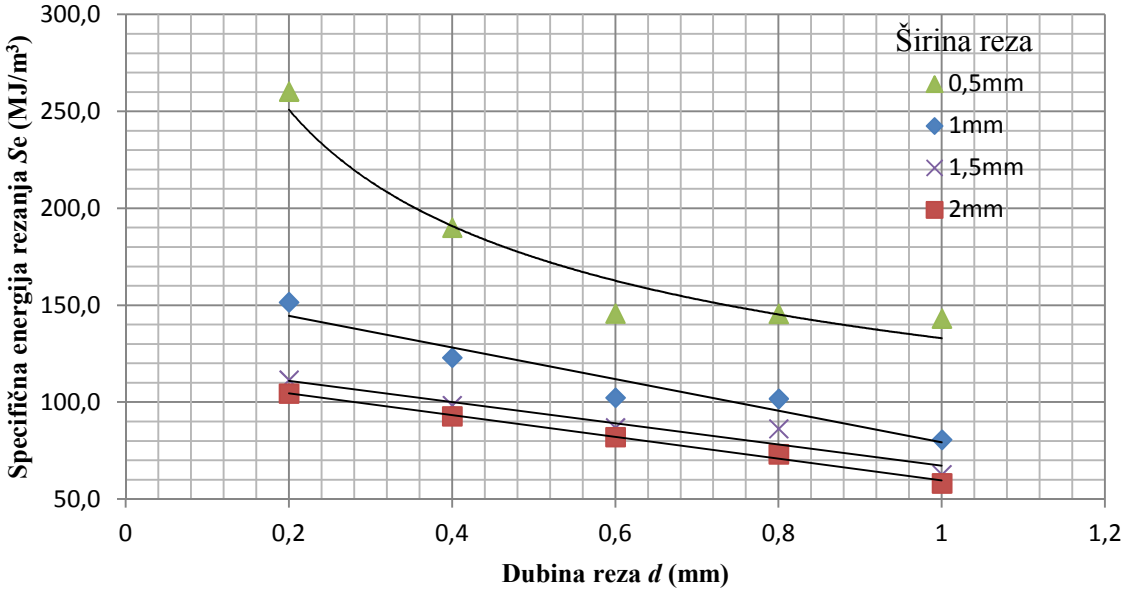
Obzirom na dobiveni koeficijent korelacije $R_k = 0,97$ može se zaključiti da postoji značajna zavisnost tangencijalne sile o pretpostavljenim nezavisnim svojstvima. Koeficijent vjerojatnosti pogreške pretpostavljenog modela *p* pokazuje da je vjerojatnost pogreške manja od 5 % što nam ukazuje da je zavisnost signifikantna. Iz standardiziranih korelacijskih koeficijenata *Beta* vidljivo je da dubina reza ima znatno veći utjecaj na vrijednost tangencijalne sile u odnosu na širinu reza.

Tangencijalna sila = 10,32+54,20·*d*+15,78·*w*



Slika 6.25. Zavisnost tangencijalne sile rezanja o širini i dubini reza.

Na slici 6.26. prikazan je utjecaj dubine rezanja na specifičnu energiju rezanja. Iz dijagrama je vidljivo je da se sa povećanjem dubine reza smanjuje specifična energija. Isto tako, vidljivo je da se sa povećanjem širine rezanja također smanjuje specifična energija rezanja. Razlog tome je što se sa povećanjem dubine i/ili širine znatno više povećava količina odlomljenog materijala u odnosu na utrošenu energiju pri rezanju.



Slika 6.26. Utjecaj dubine rezanja na specifičnu energiju rezanja.

Pojedinačni utjecaj dubine i širine reza na specifičnu energiju rezanja određen je analizom višestruke zavisnosti. Sažetak analize prikazan je u tablici 6.10., a na slici 6.27. je prikazan proračunati model zavisnosti. Analiza višestruke zavisnosti je provedena za pretpostavljeni model:

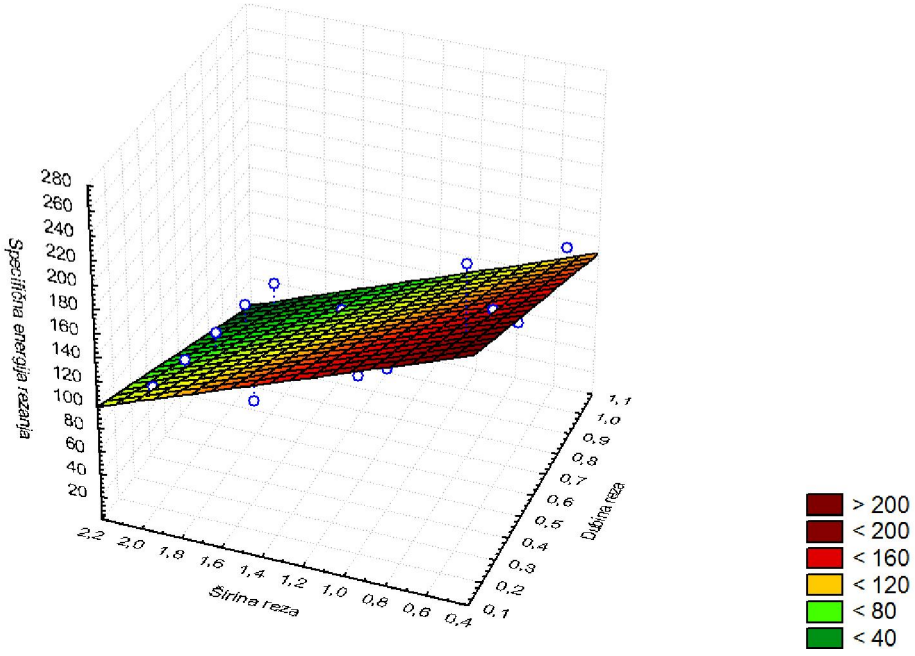
$$Specifična\ Energija = x \cdot dubina\ rezanja + y \cdot širina\ rezanja + c \tag{6.30}$$

Tablica 6.10. Višestruka zavisnost specifične energije rezanja o širini i dubini reza.

N=20	R_k= 0,89047795 R_k^2= 0,79295097, $F(2;17)$=32,553 p<,00000 Std. greška: 23,063					
	Beta	Std.greška od Beta.	*B*	Std.greška od *B*	*t*(17)	*p*-razina
Odsječak			241,636	16,7108	14,4599	0
Dubina reza	-0,502	0,11036	-82,93	18,233	-4,5484	0,00029
Širina reza	-0,7355	0,11036	-61,484	9,22523	-6,6647	4E-06

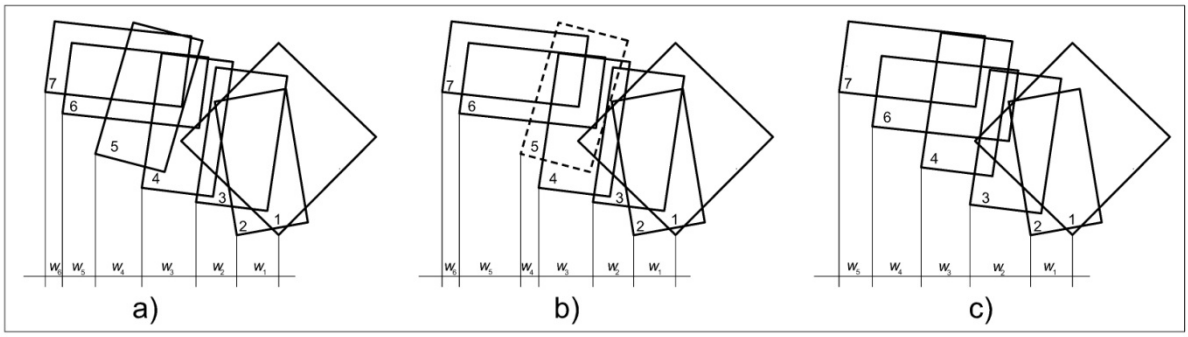
Obzirom na dobiveni koeficijent korelacije R_k = 0,89 može se zaključiti da postoji relativno značajna zavisnost specifične energije rezanja o pretpostavljenim nezavisnim svojstvima. Kao i u prethodnom modelu, koeficijent vjerojatnosti pogreške pretpostavljenog modela *p* pokazuje da je vjerojatnost pogreške manja od 5 % što nam ukazuje da je zavisnost signifikantna.

$$\text{Specifična energija rezanja} = 241{,}64 - 82{,}83 \cdot d - 61{,}48 \cdot w$$



Slika 6.27. Zavisnost energije rezanja o širini i dubini reza.

Prema provedenoj analizi vidljivo je da širina reza ima znatno veći utjecaj od dubine reza na specifičnu energiju. Iz navedenog je moguće zaključiti da bi specifična energija rezanja reznog segmenta bila manja ukoliko bi se povećala širina reza odnosno poprečni razmak između reznih pločica. Međutim, to je jedino moguće postići ukoliko se smanji broj reznih pločica u reznom segmentu. U slučaju kada se broj pločica u reznom segmentu ne mijenja već se mijenja samo poprečni razmak *w* reznih pločica, slučaj (a) i (b) prikazan na slici 6.28., tada se ukupna specifična energija rezanja reznog segmenta ne mijenja. Promjena poprečnog razmaka četvrte i pete rezne pločice rezultirati će povećanjem specifične energije rezanja na petoj ploči, dok će se istovremeno specifična energija rezanja na šestoj pločici smanjiti (slika 6.28.b). Međutim, prosječna specifična energija rezanja segmenta se ne mijenja, odnosno jednaka je u slučaju a i b. Ukoliko se iz reznog segmenta izostavi peta pločica (slučaj c) tada će specifična energija rezanja segmenta biti manja.



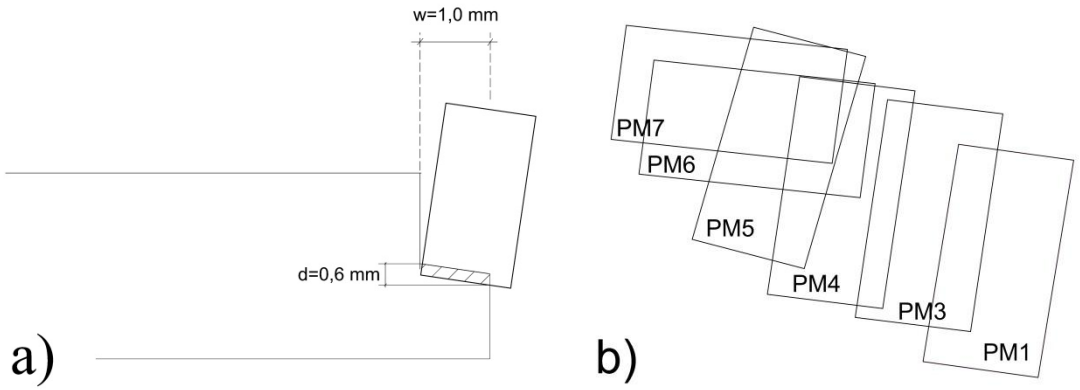
Slika 6.28. Raspodjela specifične energije zavisno od položaja i broja reznih pločica.

Normalna sila mijenja se linearno sa širinom reza, a ukupna vrijednost normalne sile reznog segmenta u slučaju (a) i (b) je jednaka. Ukoliko se iz reznog segmenta izostavi peta pločica (slučaj c) tada će se ukupna normalna sila reznog segmenta povećati. Također će se povećati i vrijednosti normalnih sila na pojedinačnim reznim pločicama.

Na temelju višestruke zavisnosti tangencijalne sile rezanja o dubini i širini reza, ukupna vrijednost tangencijalne sile reznog segmenta u slučaju (a) i (b) je jednaka. Suprotno normalnoj sili, promjenom poprečnog razmaka *w* četvrte i pete pločice rezultirati će povećanjem sile na šestoj pločici i smanjenjem sile na sedmoj ploči. Ukoliko se iz reznog segmenta izostavi peta pločica (slučaj c) tada će se ukupna vrijednost tangencijalne sile reznog segmenta smanjiti. Međutim, izostavljanje rezne pločice rezultirati će povećanjem tangencijalnih sila na pojedinačnim pločicama u segmentu.

Utjecaj geometrijskih veličina reznih pločica analiziran je na temelju specifične energije rezanja i sila na reznom alatu. Tijekom ispitivanja korišteni su nosači reznog segmenta

lančane sjekačice. „*Pellegrini Ch-60*“ s obzirom da se vrijednosti napadnih kutova reznih pločica unutar segmenta međusobno razlikuju (tablica 6.5.). U ispitivanjima nije korišten nosač PM0 s obzirom na vrijednost bočnog kuta od 45° i nosač PM2 s obzirom na simetričnost sa nosačem PM1. Raspored reznih pločica i postupak ispitivanja prikazani su na slici 6.29..



Slika 6.29. a) postupak ispitivanja, b) raspored reznih pločica za ispitivanje.

Ispitivanja su podijeljena u šest serija, s obzirom da je u ispitivanjima korišteno šest nosača. Sa svakim nosačem ispitivanja su ponovljena pet puta. Kako bi se ispitao isključivo utjecaj napadnih kutova, sva ispitivanja su provedena pri konstantnoj dubini reza od 0,6 mm i širini reza od 1,0 mm. Za ispitivanja je korišten uzorak br 3, a tijekom ispitivanja mjerna je sila na reznom alatu i masa uzorka prije i nakon svake serije ispitivanja. Na temelju mase odlomljenog materijala i volumne gustoće uzorka određen je obujam reza za pojedinačnu seriju ispitivanja. Prosječni obujam reza za svako pojedinačno ispitivanje u seriji izračunat je iz omjera ukupnog obujma reza za pojedinačnu seriju ispitivanja i broja ispitivanja unutar serije.

Energija utrošena na rezanje izračunata je numeričkom integracijom tangencijalne sile po prijeđenom putu noža. Specifična energija rezanja izračunata je na temelju vrijednosti omjera energije rezanja i prosječnog obujma reza za svaki nosač pojedinačno. Rezultati ispitivanja i vrijednosti napadnih kutova prikazani su u tablici 6.11.

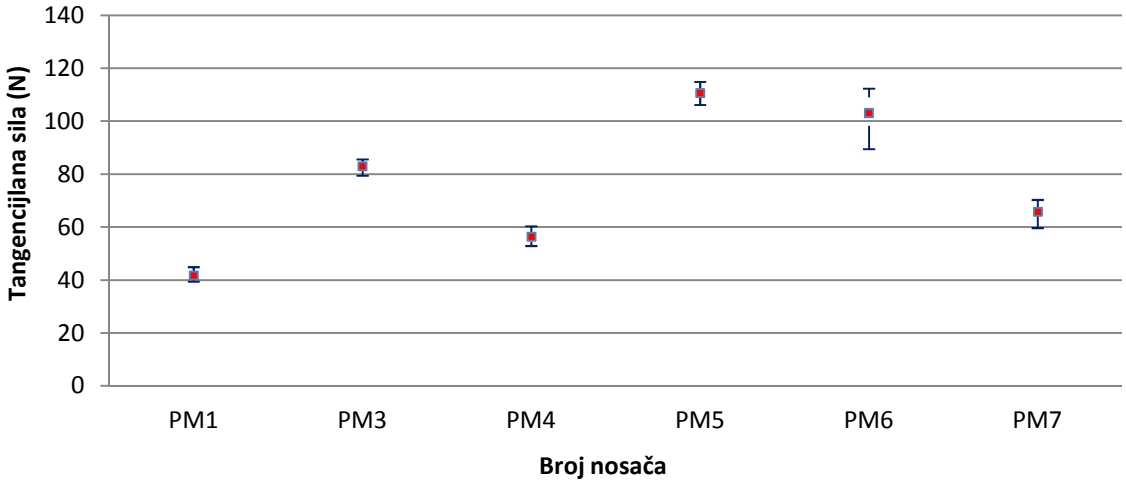
Na slikama 6.30. i 6.31. prikazane su raspodjele tangencijalnih i normalnih sila, a na slici 6.32. raspodjela specifične energije rezanja za pojedinačne nosače. Točke označene crvenom bojom predstavljaju srednje vrijednosti, a horizontalne linije minimalne i maksimalne vrijednosti sila i specifične energije. Iz dijagrama je vidljivo da se i sile i specifična energija razlikuju ovisno o geometrijskim veličinama nosača.

Tablica 6.11. Rezultati ispitivanja utjecaja napadnih kutova na sile i energiju rezanja.

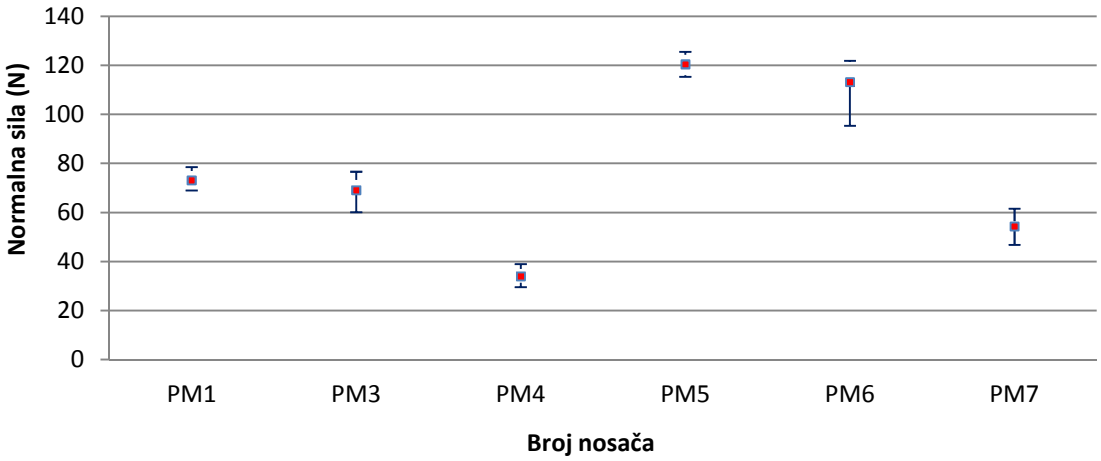
R.B.	Oznaka nosača	Geometrijske velične reznih pločica			Prosječni obujam reza	Prosječne vrijednosti sila			Energija rezanja	Specifična energija rezanja
		α	β	γ		F_c	F_f	F_n		
		(◦)	(◦)	(◦)	(cm^3)	(N)	(N)	(N)	(J)	(MJ/m^3)
1	PM1	-4,7	8,3	2,8	0,17	41,4	23,2	69,1	9,9	59,5
2						39,4	25,0	69,1	9,9	59,5
3						44,9	29,0	78,5	11,9	71,9
4						40,3	24,2	72,0	9,9	59,9
5						42,9	25,8	77,0	11,0	66,0
Prosjek						**41,8**	**25,4**	**73,1**	**10,5**	**63,4**
1	PM3	-5,5	5,9	5,3	0,21	85,6	106,1	76,7	18,4	87,3
2						83,4	104,4	73,4	17,3	82,1
3						83,2	106,6	67,3	17,4	82,8
4						79,5	105,6	60,2	16,7	79,2
5						83,3	107,8	68,2	17,3	81,9
Prosjek						**83,0**	**106,1**	**69,1**	**17,4**	**82,7**
1	PM4	-5,7	6,8	7,0	0,13	56,3	70,2	37,0	12,3	91,9
2						58,2	78,4	33,1	12,4	92,7
3						52,9	70,1	31,5	11,6	86,2
4						54,5	75,0	29,6	11,7	87,1
5						60,4	77,8	39,0	13,2	98,7
Prosjek						**56,4**	**74,3**	**34,0**	**12,2**	**91,3**
1	PM5	-7,0	13,8	13,3	0,26	111,8	105,4	120,9	25,1	98,3
2						106,2	101,3	115,4	23,0	89,8
3						111,5	104,2	125,5	24,1	94,4
4						109,0	103,4	116,0	24,1	94,4
5						114,9	108,6	124,4	24,4	95,5
Prosjek						**110,7**	**104,6**	**120,4**	**24,1**	**94,5**
1	PM6	-5,5	6,4	12,9	0,27	109,0	102,3	114,8	24,2	90,1
2						106,5	107,3	121,8	22,4	83,3
3						98,3	100,9	112,3	20,4	75,9
4						89,5	92,7	95,4	19,3	71,9
5						112,3	106,1	121,5	23,9	89,0
Prosjek						**103,1**	**101,9**	**113,2**	**22,0**	**82,1**
1	PM7	-6,1	7,9	14,2	0,17	59,7	55,5	61,6	13,1	78,9
2						66,4	72,3	56,5	13,9	83,4
3						67,3	76,9	52,6	14,0	84,2
4						65,7	76,7	46,8	13,6	82,2
5						70,3	80,4	54,2	14,4	86,9
Prosjek						**65,9**	**72,4**	**54,3**	**83,1**	**83,1**

Od svih nosača najmanja vrijednost tangencijalne sile i specifične energije rezanja postignuta je sa reznom pločicom na nosaču PM1. To je moguće objasniti time što upravo ta rezna pločica ima najveću vrijednost napadnog kuta. Prijašnjim istraživanjima (Hood i Roxborough, 1992; Schei et al., 2000) ustanovljeno je da se sa povećanjem vrijednosti napadnog kuta smanjuju vrijednosti sila i specifične energije rezanja. Nasuprot tome nosači sa manjim vrijednostima napadnih kutova rezultiraju većim vrijednostima sile i specifične energije.

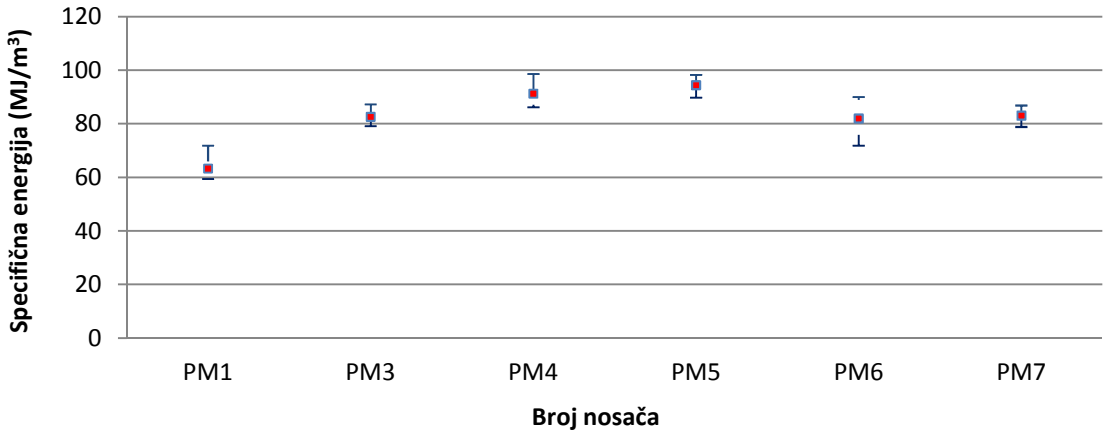
Također je vidljivo prema dijagramu na slici 6.31. da je najmanja vrijednost normalne sile postignuta sa reznom pločicom na nosaču PM4. Razlog tome je vrlo mala vrijednost bočnog kuta. Naime, stvarna širina kojom reže rezna pločica ovisi o širini reza i bočnom kutu pločice. Kod reznih pločica sa manjim vrijednostima bočnog kuta, stvarna širina rezanja je manja. Laboratorijskim ispitivanjima ustanovljeno je da se sa smanjenjem širine reza smanjuju i vrijednosti normalnih sila. Međutim, također je ustanovljeno da se sa smanjenjem širine reza povećava specifična energija rezanja, stoga je na istom nosaču specifična energija rezanja relativno velika. Iz navedenog je vidljivo da geometrijske veličine reznih pločica utječu na učinak rezanja, te da se sa odabirom optimalnih veličina može povećati učinkovitost rezanja.



Slika 6.30. Raspodjela tangencijalnih sila za pojedinačne nosače.



Slika 6.31. Raspodjela normalnih sila za pojedinačne nosače.



Slika 6.32. Raspodjela specifične energije rezanja za pojedinačne nosače.

6.2. Terenska ispitivanja

Terenska ispitivanja su provedena sa svrhom određivanja utjecaja radnih veličina na učinak i energiju rezanja lančane sjekačice. Ispitivanja su obavljena na eksploatacijskom polju arhitektonsko-građevnog kamena „Redi“ koje se nalazi u Splitsko-dalmatinskoj županiji, sjeverozapadno od mjesta Plano (slika 6.33.). Glavna djelatnost kopa je eksploatacija kamena te njegovo rezanje, oblikovanje i obrada. Glavni proizvod su komercijalni blokovi arhitektonsko-građevnog kamena službenog naziva “PLANO-REDI”. Blokovi se eksploatiraju kombinacijom dijamantne žične pile i lančane sjekačice. Visina radne etaže iznosi od 12 m do 15 m, a minimalna širina tijekom eksploatacije je 22 m. Generalni kut nagiba kamenoloma se kreće najviše do oko 48° (Mikulić i Zorić, 2002). Na temelju evidencije rukovoditelja površinskog kopa „Redi“, iskorištenje ležišta se kreće oko 15 %. Glavni trošak na eksploatacijskom polju predstavlja pogonska energija strojeva. Primarna energija za pogon dijamantnih žičnih pila i lančanih sjekačica je električna energija, što dodatno povećava troškove s obzirom na to da se električna energija dobiva iz agregata. Pored energije, na ukupne troškove također značajno utječe potrošnja reznih elemenata kod dijamantnih žičnih pila i lančanih sjekačica.



Slika 6.33. Eksploatacijsko polje arhitektonsko-građevnog kamena „Redi“.

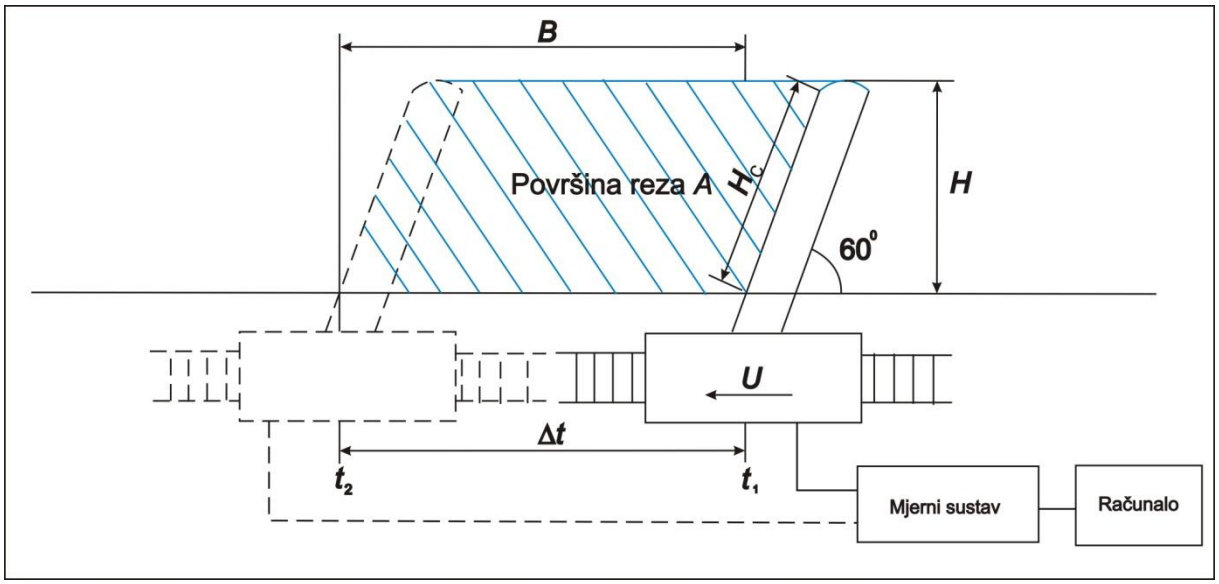
Ispitivanja su provedena na lančanoj sjekačici Pellegrini Ch-60: Tehničke karakteristike lančane sjekačice prikazane su u tablici 6.12..

Tablica 6.12. Tehničke karakteristike lančane sjekačice Pellegrini Ch-60.

Nazivni napon i frekvencija	380 V, 50 Hz
Ukupna snaga	37 kW
Duljina	1,80 m
Širina	2,00 m
Visina	1,40 m
Duljina mača	4,60 m
Masa (bez tračnica)	6500 kg
Masa tračnica	1100 kg
Duljina tračnica	1,1 m

Kako bi se odredila specifična energija rezanja, tijekom ispitivanja mjeren je učinak i energija utrošena na rezanje pri različitim brzinama reznog lanca i različitim brzinama posmaka sjekačice. Učinak rezanja proporcionalan je površini ispiljenog reza A, a obrnuto proporcionalan vremenu utrošenom za rezanje Δt. Površina reza jednaka je umnošku dubine reza H i duljine reza B. Dubina reza H određena je pomoću mjerne vrpce, a duljina reza B je

izračunata na temelju brzine posmaka. Tijekom ispitivanja dubina reza *H* bila je konstantna i iznosila je 3,15 m, dok se duljina reza *B* mijenjala tijekom ispitivanja ovisno o vrijednostima radnih veličina. Na slici 6.34. prikazana je shema terenskih ispitivanja.



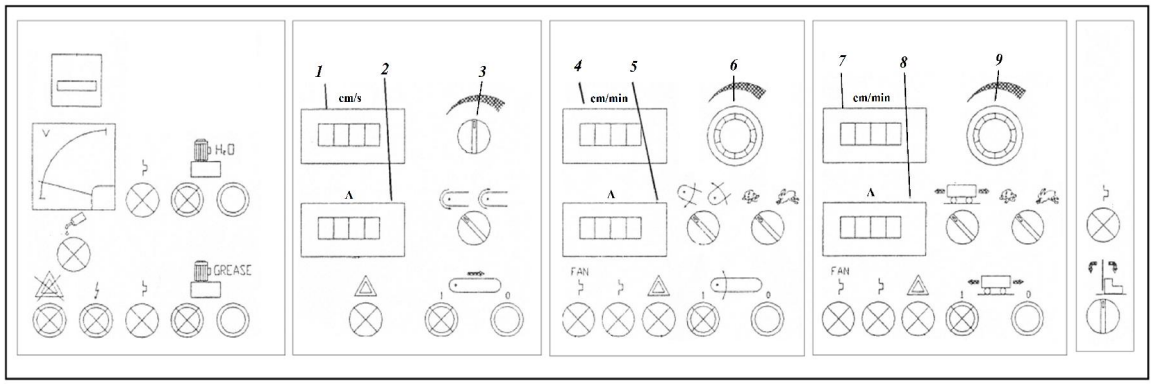
Slika 6.34. Shema terenskih ispitivanja.

Za mjerenje energije potrebno je bilo konstruirati mjerni sustav kojim je moguće pratiti i bilježiti promjenu snage pri radu sjekačice u jedinici vremena. Snagu potrebnu za savladavanje osnovnih otpora lančane sjekačice, moguće je izmjeriti u praznom hodu sjekačice. Ukoliko se mjeri ukupna energija utrošena pri radu sjekačice, tada je snaga utrošena isključivo za rezanje jednaka razlici snage pri radu sjekačice i snage praznog hoda. Maksimalna brzina posmaka sjekačice „Pellegrini Ch-60“ jednaka je 3 cm/min, a maksimalna brzina lanca 0,8 m/s. Shodno tome, mjerenje energije i učinka rezanja provedeno je pri sljedećim radnim veličinama:

- u prvoj seriji provedena su ispitivanja pri konstantnom posmaku od 2 cm/min i brzinama lanca od 0,6 m/s, 0,7 m/s i 0,8 m/s,
- u drugoj seriji provedena su ispitivanja pri konstantnoj brzini lanca od 0,7 m/s i vrijednostima posmaka od 1 cm/min, 1,5 cm/min i 3 cm/min,
- u trećoj seriji provedena su ispitivanja pri konstantnoj brzini lanca od 0,8 m/s i vrijednostima posmaka od 1 cm/min, 1,5 cm/min i 3 cm/min.

Prilikom svakog ispitivanja, mjerena je energija praznog hoda, a pri radu sjekačice ukupna energija i učinak. Vremenski ciklus ispitivanja u praznom hodu iznosio je 100 s, a pri radu

260 s. Brzina posmaka sjekačice i brzina lanca regulira se pomoću regulatora koji se nalaze na upravljačkoj ploči (slika 6.35.). Valja napomenuti da brzina posmaka sjekačice kao i brzina lanca u praznom hodu nisu neposredno mjerene već su očitane pomoću indikatora na upravljačkoj ploči.



Slika 6.35. Shema upravljačke ploče na lančanoj sjekačici „Pellegrini Ch 60“.

1.) Indikator brzine lanca 2.) Indikator struje motora za pogon lanca 3.) Regulator brzine lanca 4.) Indikator brzine rotacije mača 5.) Indikator struje motora za rotaciju mača 6.) Regulator brzine rotacije mača 7.) Indikator brzine posmaka sjekačice 8.) Indikator struje motora za posmak sjekačice 9.) Regulator brzine posmaka sjekačice.

6.2.1. Mjerenje energije utrošene na rezanje

Utrošena energija pri radu sjekačice ovisi o vrijednostima radnih veličina i svojstvima stijenske mase. Energija se mjeri posredno mjerenjem električne snage koju troše trofazni asinhroni motori lančane sjekačice iz električne mreže. Kod izmjenične struje trenutne vrijednosti napona i struje se mijenjaju u vremenu, a množenjem trenutnih vrijednosti dobivamo njezinu snagu u tom trenutku. Razlikujemo tri vrste snage izmjenične struje: radnu, jalovu i prividnu. Radna snaga je snaga električne energije koja se u trošilu pretvara u neki drugi oblik energije, a jednaka je umnošku efektivne vrijednosti linijskog napona i linijske struje, te faznog pomaka između vektora napona i struje.

$$P = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\varphi \,(\mathrm{W}), \tag{6.31}$$

gdje je:

P – radna snaga (W),

U – efektivna vrijednost linijskog napona (V),

I – efektivna vrijednost linijske struje (A),

φ – fazni pomak.

Jalova snaga je snaga električne energije pri induktivnom ili kapacitivnom opterećenju koja neiskorištena prolazi kroz trošilo i vraća se u natrag u izvor. Jalova snaga računa se prema slijedećem izrazu:

$$Q = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \sin \varphi \text{ (W)}. \tag{6.32}$$

Prividna snaga jednaka je zbroju radne i jalove snage, a računa se prema izrazu.

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2} \text{ (W)}. \tag{6.33}$$

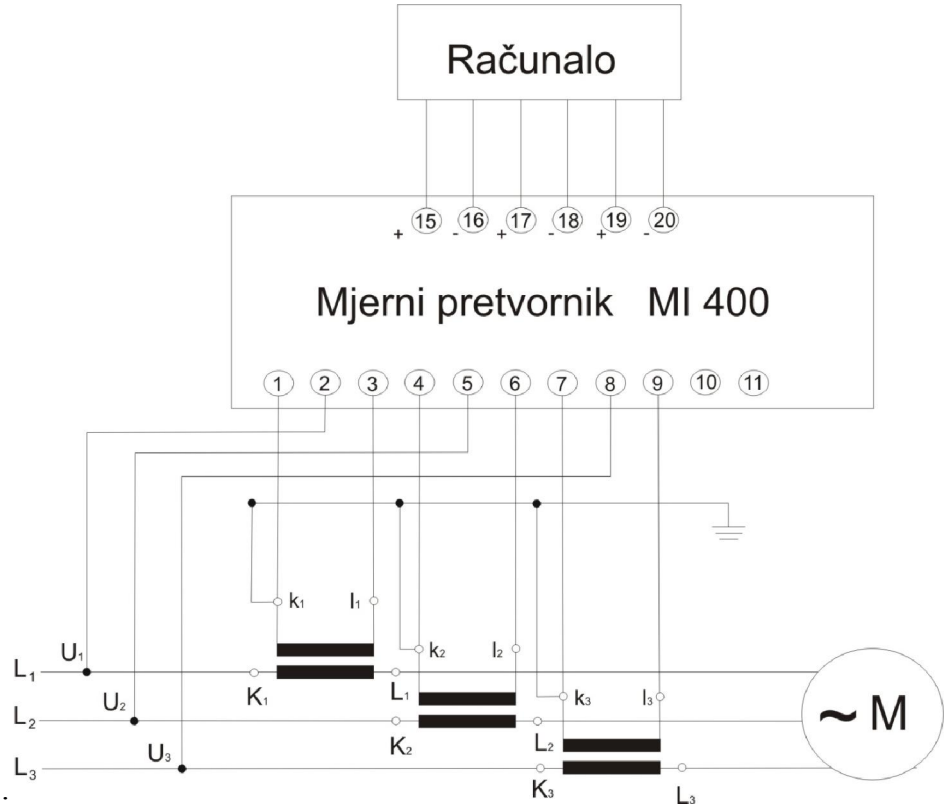
Ako se snaga mijenja u vremenu tada se energija W računa kao integral snage u vremenu:

$$W = \int p(t)\, dt \text{ (J)}. \tag{6.34}$$

Mjerenje energije provodi se mjerenjem trenutnih snaga koje trošilo (motor) uzima iz mreže. Kako motor i bez opterećenja troši snagu iz mreže (snaga praznog hoda), energija potrebna za rezanje dobiva se iz razlika mjerenih snaga prije i za vrijeme rezanja.

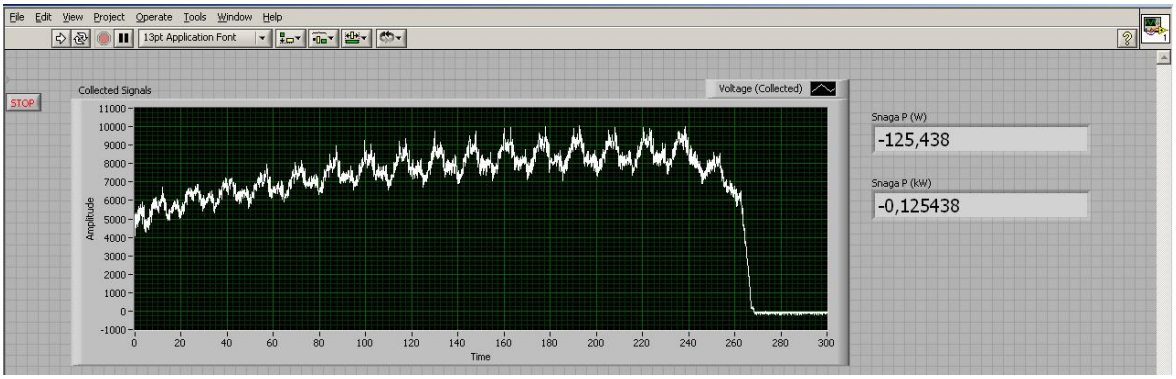
6.2.2. Opis mjernog sustava

U praksi se za mjerenje električne energije, u dužem vremenskom periodu, koriste električna brojila. Zato je potrebno osmisliti mjerni sustav koji bi mjerio većom brzinom i omogućio bilježenje podataka. U tu svrhu je upotrjebljen mjerni pretvornik Iskra MI 400 koji mjeri radnu snagu te je pretvara u napon u rasponu ±10 V na jednom od tri analogna izlaza. Shema mjerenog sustava prikazana je na slici 6.36. Struje i naponi triju faza dovode se do mjernog pretvornika. Mjerno područje pretvornika MI 400 za napon iznosi od 50 V do 500V, a struje od 0,5 A do 5 A. Napon u svakoj fazi približno je jednak 400 V, pa ga je moguće neposredno izmjeriti. Tijekom rezanja struje premašuju vrijednost od 5 A pa ih je potrebno mjeriti posredno. Za rješenje ovog problema koristi se strujni mjerni transformator (SMT). Uloga strujnog transformatora je da transformira odnosno smanji primarnu struju u skladu s prijenosnim omjerom SMT-a (Vujević i Ferković, 1996). Svaki od triju faznih vodiča provučen je kroz jedan od tri strujna mjerna transformatora čime primarna struja SMT-a može biti do 600 A. Sekundar strujnog transformatora spojen je preko priključnica k i l na mjerni pretvornik. Izmjerene vrijednosti struje su umanjene za vrijednost prijenosnog omjera strujnog transformatora (n=600/5=120), stoga je izmjerena snaga sto dvadeset puta manja od stvarne. Taj podatak je unesen u program pomoću kojeg se provodi prikupljanje podataka te se rezultat bilježi kao radna snaga u kilovatima.



Slika 6.36. Električna shema mjerenja snage.

U ovim mjerenjima korišten je jedan kanal (za naponski izlaz mjernog pretvornika MI 400). U LabVIEW-u je programirana rutina koja daje 10 uzoraka po kanalu i izmjerene vrijednosti prikazuje na zaslonu u obliku dijagrama snaga-vrijeme (slika 6.37.) te ih bilježi na tvrdi disk u pripadnu datoteku. LabVIEW (**Lab**oratory **V**irtual **I**nstrumentation **E**ngineering **W**orkbench) je komercijalan skup alata za prikupljanje podataka, kontrolu mjerenja, analizu i obradu signala, automatizaciju i kontrolu postrojenja. Na slici 6.37. prikazane su promjene radne snage u jednom vremenskom periodu rezanja. Mjerni pretvornik je povezan sa uređajem za prikupljanje podataka koji se spaja s računalom pomoću USB priključka te se njime upravlja pomoću programa LabVIEW. Uređaj za prikupljanje podataka NI MyDaq može mjeriti napone u području od ± 2V do ± 10V u 16 bitnoj rezoluciji na 2 diferencijalna kanala.



Slika 6.37. Grafičko sučelje LabVIEW aplikacije.

Ispitivanje je započelo pokretanjem elektromotora lančane sjekačice te podešavanjem brzine posmaka sjekačice i brzine lanca u praznom hodu. Nakon što se električni motori lančane sjekačice upuste u rad, te dostigne stacionarno stanje praznog hoda, započinje se s bilježenjem podataka. Za svako mjerenje dobiva se niz podataka promjena snaga u vremenu, koji se pohranjuju. Nakon bilježenja podataka u praznom hodu započinje se sa rezanjem pri vrijednostima radnih veličina jednakim onima u praznom hodu pri čemu se također bilježe podaci.

6.2.3. Obrada podataka

Energija potrebna za rezanje jednaka je razlici ukupno utrošene energije i energije u praznom hodu lančane sjekačice. Podaci dobiveni programom LabVIEW naknadno su obrađeni u programu Microsoft Excel. Na temelju izmjerenih podataka konstruira se dijagram vrijeme-snaga, (slika 6.38.).

Obzirom da snaga u praznom hodu kod sjekačice tijekom vremena varira potrebno je izračunati prosječnu snagu praznog hoda. Površina W na slici 6.38., označena crticama na dijagramu, predstavlja energiju potrebnu za rezanje koja se dobiva numeričkom integracijom prema izrazu 6.35:

$$W = \sum_{i=t_P}^{t_K} \frac{1}{2}\left[\left(P_i - P_{PR}\right) + \left(P_{i+1} - P_{PR}\right)\right]\left(t_{i+1} - t_i\right)(\mathrm{J}), \tag{6.35}$$

gdje je

W– energija rezanja (J),

t_p – vrijeme početka rezanja (s),

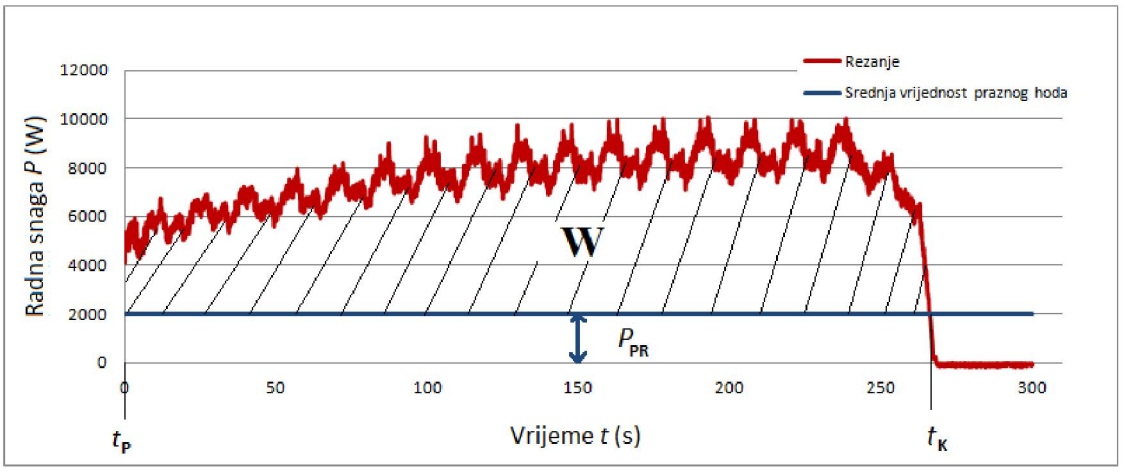
t_k – vrijeme završetka rezanja (s),

P – radna snaga (W),

P_i – radna snaga u i-tom trenutku (W),

P_{PR} – prosječna radna snaga praznog hoda (W),

t_i – vrijeme u i-toj točki mjerenja.



Slika 6.39. Dijagram radna snaga - vrijeme pri rezanju u jednom ciklusu.

6.2.4. Analiza utjecaja radnih veličina na učinak lančane sjekačice

Podaci dobiveni obradom rezultata terenskih ispitivanja prikazani su u tablici 6.13. U tablici su prikazane prosječne vrijednosti radne snage pri praznom hodu i opterećenju odnosno pri radu sjekačice. Ovisno o vrijednostima radnih veličina, izračunat je učinak sjekačice množenjem brzine posmaka i dubine reza. Energija utrošena na rezanje izračunata je prema izrazu 6.35. Budući da se energija rezanja tijekom rada sjekačice mijenja ovisno o radnim veličinama, izračunata je specifična energija. Specifična energija prikazana u tablici 6.13. predstavlja omjer energije utrošene na rezanje i obujma ispiljenog reza. Obujam ispiljenog reza $V`$ ovisi o brzini posmaka, površini reza i vremenskom intervalu rada sjekačice, a računat je prema sljedećem izrazu:

$$V` = U \cdot \Delta t \cdot H \cdot b \ (\mathrm{m}^3), \tag{6.36}$$

gdje je:

U – brzina posmaka (m/s),

Δt – vremenski intervala rada sjekačice (s),

H – dubina reza (m),

b – širina reza (m).

Dubina reza tijekom ispitivanja bila je konstantna i iznosila je 3,15 m. Širina reza ovisi o konstrukciji odnosno širini reznog lanca, koja je kod lančane sjekačice "*Pellegrini Ch-60*" jednaka 0,045 m. Vremenski interval rada sjekačice tijekom ispitivanja iznosio je 250 sekundi. Pored navedenog, u tablici 6.13. izračunata je dubina rezanja reznih pločica na temelju kinematike lančane sjekačice prema sljedećem izrazu (Mellor, 1976):

$$d = \frac{U}{u_t} \cdot S \cdot \sin\varphi \text{ (m)}, \tag{6.37}$$

gdje je:

u_t – brzina lanca (m/s),

S – duljina reznog segmenta (s),

φ – kut koji mač zatvara s pravcem rezanja (º).

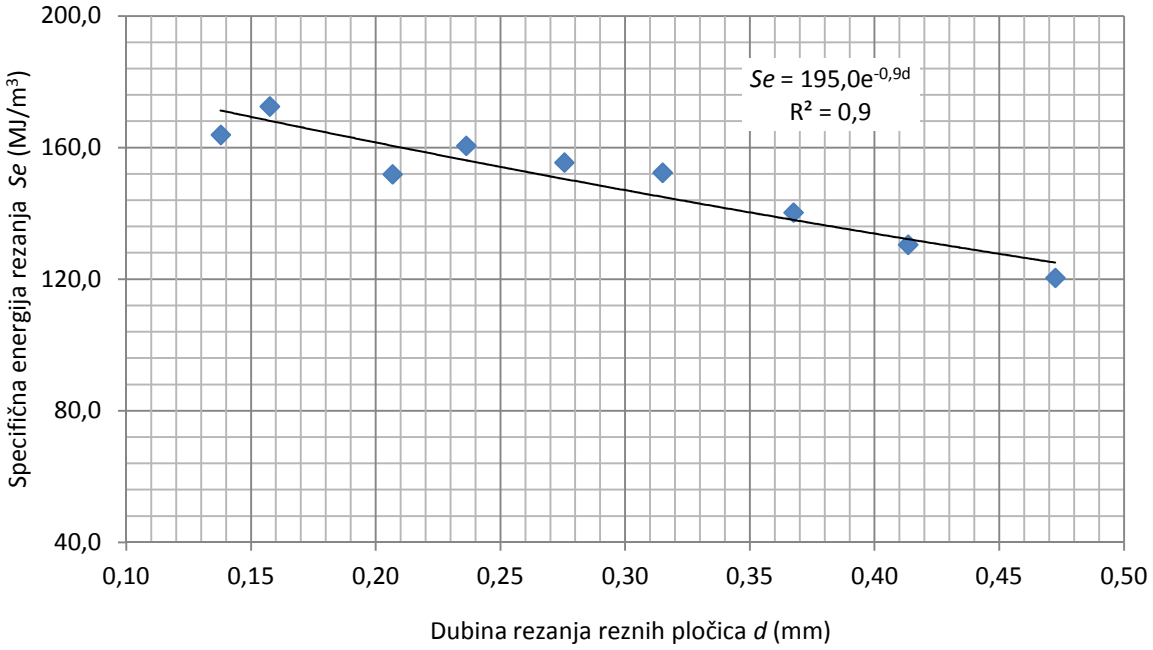
Duljina reznog segmenta S kod lančane sjekačice Pellegrini Ch-60 iznosi 0,72 m, a kut mača φ tijekom ispitivanja je iznosio 65°. Na temelju analize rezultata, evidentno je da se energija utrošena za rezanje razlikuje ovisno o vrijednostima radnih veličina, u pojedinačnom slučaju i do 32 MJ/m^3. Isto tako vidljivo je da učinak i dubina rezanja reznih pločica ovise o radnim veličinama. Međutim, učinak sjekačice isključivo ovisi o posmaku sjekačice, dok brzina lanca nema utjecaj na učinak sjekačice. Razlog tome je što je učinak rezanja proporcionalan površini ispiljenog reza, a obrnuto proporcionalan vremenu utrošenom za rezanje. S obzirom na to da je za vrijeme rada sjekačice dubina reza konstantna, površina reza se mijenja sa promjenom duljine reza koja isključivo ovisi o brzini posmaka sjekačice.

Tablica 6.13. Analiza rezultata terenskih ispitivanja.

NAČIN RADA SJEKAČICE	BRZINA LANCA	BRZINA POSMAKA	PROSJEČNA RADNA SNAGA	DUBINA REZANJA REZNE PLOČICE	UČINAK	SPECIFIČNA ENERGIJA REZANJA
	(m/s)	(cm/min)	(W)	(mm)	(m^2/h)	(MJ/m^3)
Prazan hod	0,60	-	1976,48	-	-	-
Prazan hod	0,70	-	2323,38	-	-	-
Prazan hod	0,80	-	2764,60	-	-	-
Opterećenje	0,60	2,00	8543,23	0,37	3,78	140,23
Opterećenje	0,70	2,00	9456,41	0,31	3,78	152,32
Opterećenje	0,80	2,00	10042,90	0,28	3,78	155,42
Prazan hod	0,70	-	2076,06			
Prazan hod	0,70	-	2033,55			
Prazan hod	0,70	-	2113,39			
Opterećenje	0,70	1,00	6114,62	0,16	1,89	172,48
Opterećenje	0,70	1,50	7670,55	0,24	2,84	160,50
Opterećenje	0,70	3,00	10569,18	0,47	5,67	120,38
Prazan hod	0,80	-	2335,09			
Prazan hod	0,80	-	2339,39			
Prazan hod	0,80	-	2534,55			
Opterećenje	0,80	1,00	6171,52	0,14	1,89	163,84
Opterećenje	0,80	1,50	7673,07	0,21	2,84	151,86
Opterećenje	0,80	3,00	11697,28	0,41	5,67	130,44

Iako brzina lanca ne utječe na učinak sjekačice, brzina lanca značajno utječe na dubinu rezanja reznih pločica. Prema jednadžbi 6.37. vidljivo je da se sa povećanjem brzine lanca u_t dubina rezanja reznih pločica smanjuje. Na slici 6.39. je prikazana zavisnost specifične energije rezanja o dubini rezanja reznih pločica. Iz dijagrama je vidljivo je da se sa povećanjem dubine rezanja reznih pločica specifična energija smanjuje, a moguće ju je procijeniti na temelju dubine rezanja prema sljedećoj jednadžbi:

$$Se = 195{,}0 \cdot e^{-0{,}9d} \text{ (J)}. \tag{6.38}$$

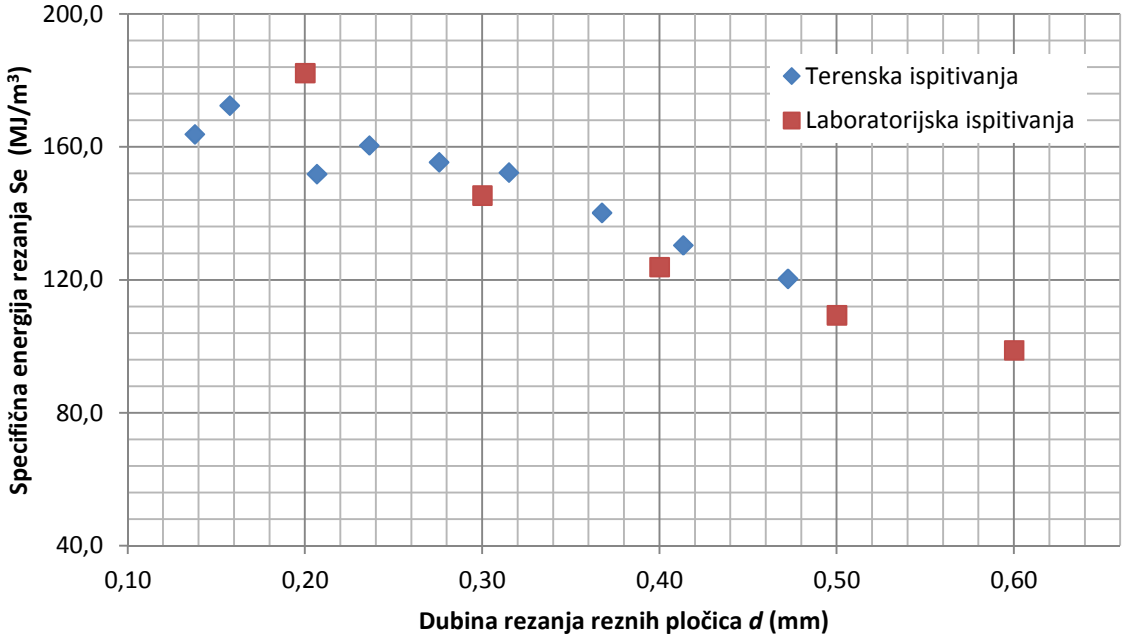


Slika 6.39. Zavisnost specifične energije rezanja i dubine rezanja rezne pločice.

Kako bi se potvrdila hipoteza da se pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena može simulirati proces rezanja lančane sjekačice uspoređena je specifična energija rezanja dobivena terenskim i laboratorijskim ispitivanjima. Na slici 6.40. prikazana je usporedba specifične energije rezanja dobivene mjerenjem utrošene energije pri radu sjekačice i specifične energije rezanja određene pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena. Iz dijagrama na slici 6.40. vidljivo je da se vrijednosti specifične energije dobivene terenskim i laboratorijskim ispitivanjima vrlo dobro podudaraju, te se u oba slučaja vrijednost specifične energije rezanja smanjuje sa porastom dubine rezanja reznih pločica.

Kod lančane sjekačice, veće dubine rezanja reznih pločica moguće je ostvariti ili povećanjem brzine posmaka ili smanjenjem brzine lanca. Veće brzine posmaka rezultiraju većim silama na maču sjekačice, stoga povećanje brzine posmaka može ići do određene

granice koja je određena masom i konstrukcijom sjekačice. Nasuprot tome, smanjenjem brzine lanca učinak sjekačice ostaje nepromijenjen, a specifična energija se smanjuje. Temeljem izloženog, nameće se pitanje optimalne brzine lanca. Kako bi se odgovorilo na ovo pitanje provedena je analiza interakcije radnih i konstrukcijskih veličina na učinak i energiju rezanja lančanih sjekačica, prikazana u sljedećem poglavlju.



Slika 6.40. Usporedba specifične energije rezanja dobivene laboratorijskim i terenskim ispitivanjima.

7. METODA ODREĐIVANJA OPTIMALNE BRZINE GIBANJA LANCA SJEKAČICE

Utjecaj brzine lanca na učinak sjekačice i specifičnu energiju rezanja analiziran je na primjeru eksploatacijskog polja „Redi“ gdje lančana sjekačica „Pellegrini Ch-60“ trenutno radi sa brzinom posmaka od 3,0 cm/min i brzinom lanca od 0,8 m/s. Pri navedenim radnim veličinama, učinak iznosi 5,67 m^2/h uz vrijednost specifične energije iznosi 131,04 MJ/m^3. Analizom rezultata terenskih ispitivanja, ustanovljeno je da pri istom posmaku i manjoj brzini lanca od 0,7 m/s učinak ostaje nepromijenjen i iznosi 5,67 m^2/h, dok se vrijednost specifične energije smanjila i iznosi 129,84 MJ/m^3. Prema tome, moguće je ostvariti manji utrošak energije uz isti učinak ukoliko se brzina lanca smanji pri konstantnoj brzini posmaka. Temeljem analize rezultata terenskih i laboratorijskih ispitivanja moguće je zaključiti da bi daljnje smanjenje brzine lanca rezultiralo dodatnim smanjenjem specifične energije rezanja.
S obzirom na vrijednosti radnih veličina tijekom terenskih ispitivanja, prikazanim u tablici 6.13., specifičnu energiju rezanja pri nižim brzinama lanca moguće je procijeniti pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena.

Uz pretpostavku da se pri brzini posmaka od 3 cm/min brzina lanca smanji sa 0,8 m/s na 0,6 m/s tada bi dubina rezanja reznih pločica prema jednadžbi 6.37. iznosila 0,55 mm. Ukoliko se u jednadžbu 6.28 uvrsti vrijednost dubine rezanja od 0,55 mm, tada specifična energija iznosi 113,99 MJ/m^3. Stoga je moguće zaključiti da smanjenjem brzine lanaca za 0,2 m/s rezultira smanjenjem specifične energije za 17 MJ/m^3.

Usprkos činjenici da se sa promjenom brzine lanca može smanjiti specifična energija rezanja, optimalna brzina lanaca ne može se procijeniti isključivo na temelju specifične energije. Vrijednost optimalne brzine lanca ovisi o nekoliko čimbenika, a to su potrošnja reznih elemenata, naprezanjima koja djeluju na mač, te količina ispiljenog materijala. Brzinu lanca moguće je smanjiti do određene granice s obzirom na to da brzina lanaca mora biti dovoljno velika kako bi lanac mogao odstraniti odlomljeni materijal nastao za vrijeme rezanja.

Kako bi se izračunala minimalna brzina lanca potrebno je izračunati obujam odlomljenog materijala. Obujam materijala koji je potrebno odstraniti iz reza jednak je umnošku površine ispiljenog reza i širine reza odnosno debljini mača, uvećan za koeficijent rastresitosti. Količina odlomljenog materijala koja nastaje za vrijeme rezanja raste sa brzinom posmaka. Obujam materijala koji je potrebno u jedinici vremena odstraniti iz reza računa se prema sljedećem izrazu:

$$Q_s = U \cdot b \cdot H_c \cdot k_r \ (\mathrm{m}^3/\mathrm{h}), \tag{7.1}$$

gdje je:

Q_s – količina ispiljenog materijala u jedinici vremena (m^3/h),

U – posmak sjekačice (m/h),

b – širina reza (m),

H_c – duljina lanca u kontaktu sa stijenom (m),

k_r – koeficijent rastresitosti.

Maksimalna količina materijala koju sjekačica može odstraniti iz reza u jedinici vremena ovisi o brzini reznog lanca, obujmu između nosača reznih pločica i duljini lanca koja je u kontaktu sa stijenom, a moguće ju je izračunati prema sljedećem izrazu:

$$Q_p = \frac{u_t}{H_c} \cdot V_c \ \ (\mathrm{m}^3/\mathrm{h}), \tag{7.2}$$

gdje je:

Q_p – maksimalna količina materijala koju sjekačica može odstraniti iz reza (m^3/h),

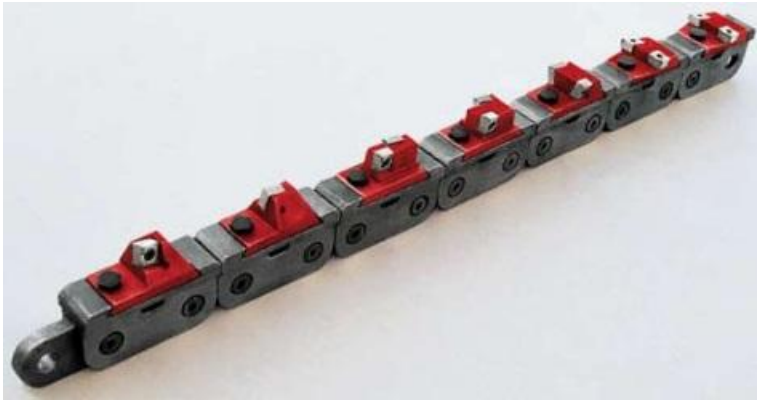
u_t – brzina reznog lanca (m/h),

V_c – Ukupni obujam između nosača reznih pločica duž lanca u kontaktu sa stijenom (m^3).

Prema tome, ukoliko su poznate navedene veličine za određeni posmak moguće je odrediti minimalnu brzinu lanca pri čemu mora biti zadovoljen uvjet $Q_p > Q_s$, tada je $u_{tmin;}$

$$u_{t\,\min} > \frac{U \cdot b \cdot H_c^{\,2} \cdot k_r}{V_c} \tag{7.3}$$

Obujam između nosača pločica V_c određen je uzdužnom i poprečnom udaljenošću nosača.
Budući da se visina reznih pločica duž reznog segmenta mijenja, potrebno je izračunati pojedinačne obujme između svih parova nosača kako bi se odredio ukupni obujam reznog segmenta predviđen za ispunjavanje materijalom.



Slika 7.1. Rezni segment lančane sjekačice „Pellegrini Ch-60“ (Pellegrini, 2009).

Obujam između nosača pločica ovisi o konstrukciji reznog lanca, a razlikuje se ovisno o proizvođaču. U slučaju lančane sjekačice „Pellegrini Ch-60“, obujam između nosača predviđen za transport odlomljenog materijala određen je na temelju razlike obujma reza i obujma djela nosača koji se nalazi unutar reza. Naime, nosači samo jednim djelom ispunjavaju obujam reza. Dio obujma nosača koji ne ispunjava obujam reza nalazi se unutar članka lanca (slika 7.1). Kako bi se izračunao obujam djela nosača koji se nalazi u rezu, prvo je određen obujam svakog nosača reznog segmenta pomoću menzure (tablica 7.1). Zatim, od ukupnog obujma nosača oduzet je obujam dijela nosača koji se nalazi unutar članka lanca. Prilikom proračuna obujma reznog segmenta predviđenog za transport materijala, pored obujma nosača, potrebno je uzeti u obzir i obujam dijela vijaka koji se nalazi iznad nosača (slika 7.1).

Tablica 7.1. Obujam pojedinačnih nosača reznog segmenta lančane sjekačice „Pellegrini Ch-60“.

Oznaka nosača	**Obujam nosača v_n**	**Obujam dijela nosača koji se nalazi u članku lanca $v_č$**	**Obujam dijela nosača predviđen za transport v_t**	**Obujam dijela vijka koji se nalazi iznad nosača v_v**
	(cm^3)	**(cm^3)**	**(cm^3)**	**(cm^3)**
PM0	24,0	14,2	9,8	1,2
PM1	24,0	14,2	9,8	1,2
PM2	24,0	14,2	9,8	1,2
PM3	23,0	14,2	8,8	1,2
PM4	25,0	14,2	10,8	1,2
PM5	25,0	14,2	10,8	1,2
PM6	25,0	16,1	8,9	1,2
PM7	26,0	17,5	8,5	1,2
UKUPNO	**196,0**	**118,8**	**77,2**	**9,6**

Ukupni obujam nosača i vijaka reznog segmenta V_n predviđen za transport materijala računat je prema sljedećem izrazu:

$$V_n = v_n - v_č + v_v = 196 - 188{,}8 + 9{,}6 = 86{,}8\ (\text{cm}^3), \tag{7.4}$$

gdje je:

v_n – ukupni obujam nosača reznog segmenta (cm^3),

$v_č$ – ukupni obujam dijelova nosača koji se nalaze unutar članka lanca (cm^3),

v_v – ukupni obujam dijelova vijka koji se nalaze iznad nosača (cm^3).

Obujam reza (slika 7.2.) jednak je umnošku duljine segmenta i površine reza, a računat je prema izrazu 7.5:

$$V_s = A_s \cdot S = 10{,}38 \cdot 73 = 765{,}04\ (\text{cm}^3), \tag{7.5}$$

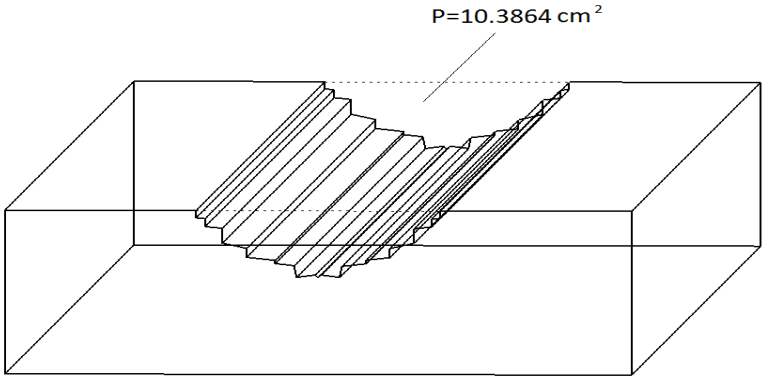
gdje je:

V_s – obujam reza (cm^3),

A_s – površina reza (cm^2),

S – duljina reznog segmenta (cm).

Površina reza A_s određena je pomoću programa „*Microstation*“ i jednaka je 10,38 cm^2, a duljina segmenta jednaka je 73 cm.



Slika 7.2. Geometrijski obujam reza lančane sjekačice.

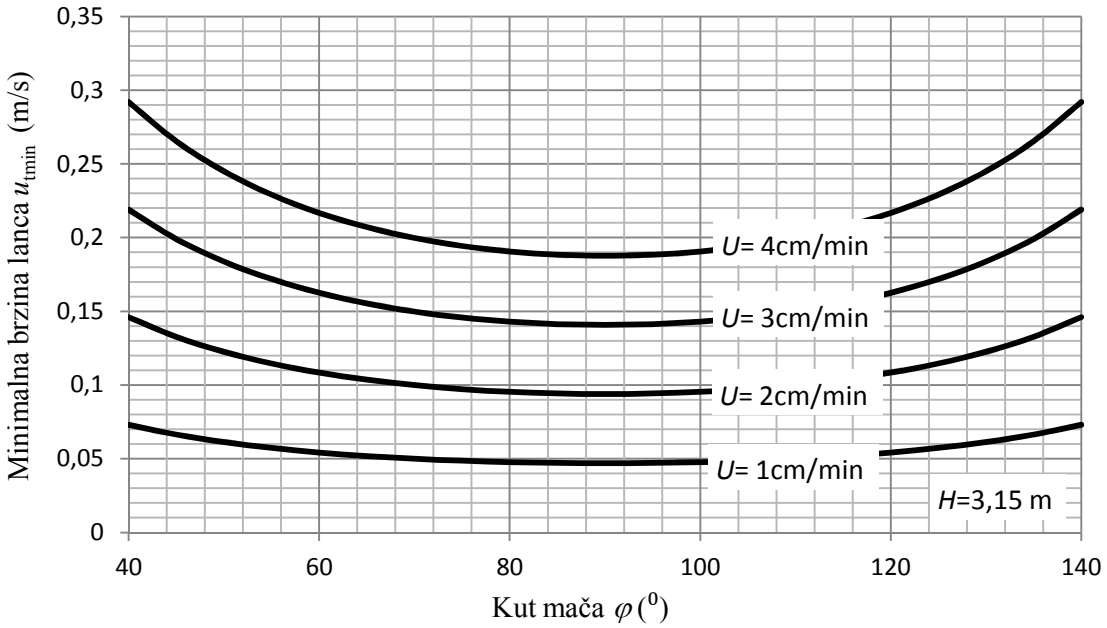
Ukupni obujam između nosača reznih pločica duž lanca u kontaktu sa stijenom ovisi o broju segmenta S_c koji su u kontaktu sa stijenom računat je prema izrazu 7.6:

$$V_c = (V_s - V_n) \cdot S_c\ (\text{m}^3). \tag{7.6}$$

Za vrijeme rada sjekačice broj segmenata S_c koji su u kontaktu sa stijenom izračunat je prema jednadžbi 4.5 i iznosi 4,83. Prema jednadžbi 7.6 ukupni obujam predviđen za transport

odlomljenog materijala V_c iznosi 0,00319 m^3. Pri navedenom obujmu, brzini posmaka od 3 cm/min i koeficijenta rastresitosti odlomljenog materijala od 1,84, a prema jednadžbi 7.3 minimalna brzina lanca treba biti 0,15 m/s. Prema tome, pri posmaku od 3 cm/min moguće je smanjiti brzinu lanca na 0,6 m/s, s obzirom na vrijednost minimalne brzine lanca.

Na dijagramu (slika 7.3.) prikazane su grafički minimalne brzine lanca potrebne za transport odlomaka ovisno o brzini posmaka i kutu mača. Vrijednosti minimalnih brzina proračunate su za vrijednosti dubine reza od 3,15 m i koeficijenta rastresitosti od 1,84.



Slika 7.3. Zavisnost minimalne brzine lanca o brzini posmaka i kutu mača.

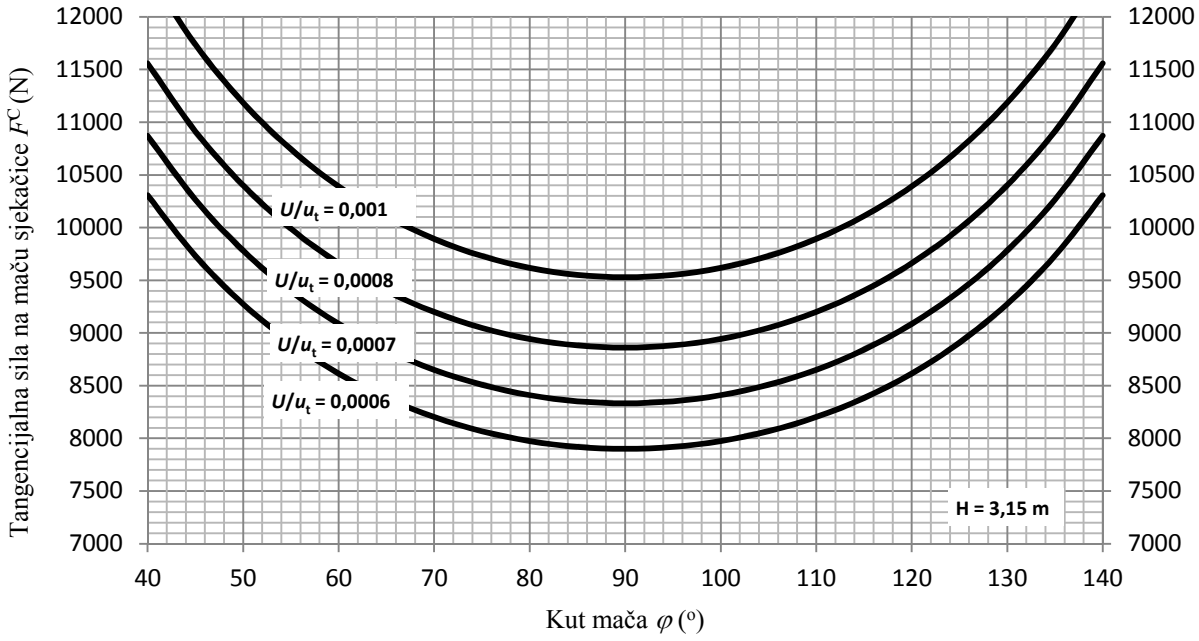
Iz navedenog se može zaključiti da se sa smanjenjem brzine lanca specifična energija rezanja smanjuje, dok je minimalna brzina lanca određena količinom ispiljenog materijala u jedinici vremena. Prema tome, nameće se zaključak da bi optimalna brzina lanca trebala biti što bliža minimalnoj brzini lanca. Međutim, smanjenjem brzine lanca se povećava dubina rezanja, što u konačnici rezultira većom tangencijalnom i normalnom silom na maču sjekačice. Ukupna tangencijalna sila na maču sjekačice F^C jednaka je umnošku broja segmenata Sc koji su u kontaktu sa stijenom i tangencijalnoj sili F_c reznog segmenta. Tangencijalnu i normalnu silu reznog segmenta moguće je odrediti na temelju rezultata ispitivanja na uređaju za pravolinijsko rezanje stijena. Tangencijalna F^C i normalna F^N sila koje djeluje na mač sjekačice računaju se prema sljedećim izrazima:

$$F^C = S_C \cdot F_c \text{ (N)}, \tag{7.7}$$

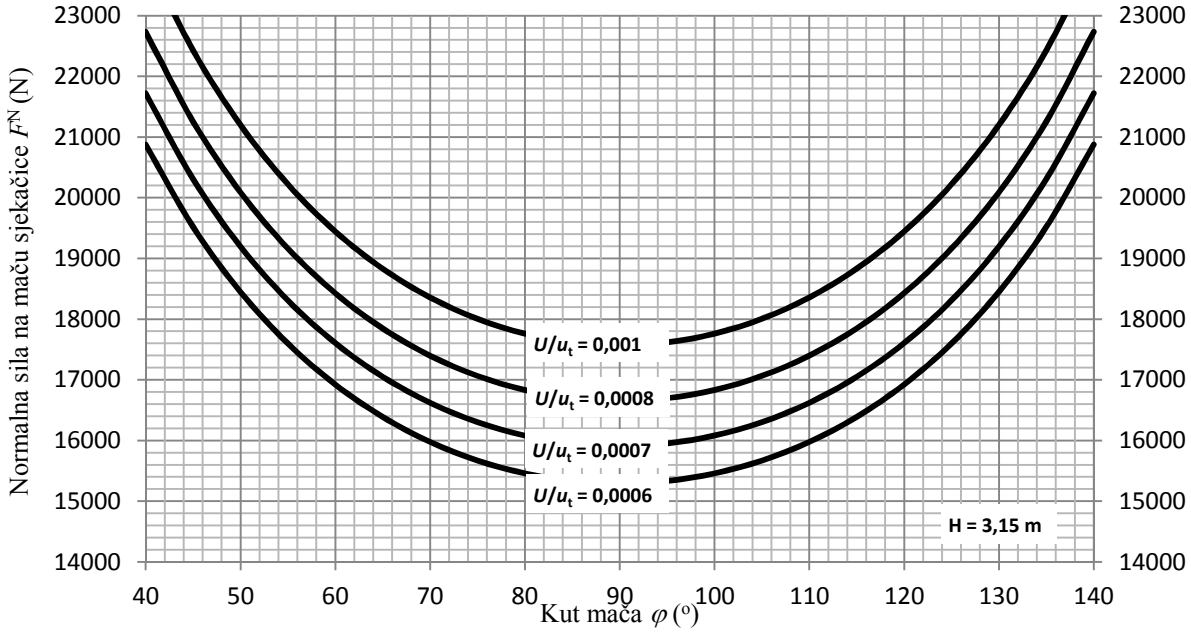
$$F^N = S_C \cdot F_n \text{ (N)}. \tag{7.8}$$

Koristeći jednadžbe 6.27, 7.7 i 7.8 moguće je izračunati sile koje djeluju na mač pri radu lančane sjekačice Pellegrini Ch-60. Pri brzini posmaka od 3 cm/min i brzini lanca od 0,8 m/s, tangencijalna sila jednaka je 8384 N, a normalna sila 16391 N. Ukoliko se pri istoj brzini posmaka brzina lanca smanji na 0,6 m/s, tada se vrijednost tangencijalne sile poveća i iznosi 9402 N. Normalna sila se također poveća i jednaka je 17845 N. Prema tome, ukoliko se brzina lanca smanji sa 0,8 m/s na 0,6 m/s tada se tangencijalna sila poveća za 12,1 %, a normalna za 8,9 %. Međutim, istovremeno se specifična energija rezanja smanji sa 131,04 MJ/m^3 na 113,99 MJ/m^3, odnosno smanjenje iznosi 13 %. Ukoliko bi se brzina lanca smanjila na vrijednost minimalne brzine od 0,2 m/s tada bi se vrijednost tangencijalne sile povećala za 73,7 %, a normalna sila za 50,62 %. Iz navedenog proizlazi da minimalna brzina lanca ne mora biti nužno ograničena količinom ispiljenog materijala u jednini vremena, već može biti ograničena maksimalnim vrijednostima tangencijalne i normalne sile koje su određene konstrukcijom sjekačice i konstrukcijom reznih elemenata.

Rukovatelj sjekačice može indirektno uočiti kada su vrijednosti sila na maču sjekačice blizu maksimalnih vrijednosti na temelju očitanih vrijednosti struje pogonskog motora. Naime porastom sila koje djeluju na mač raste i potrebna snaga za rezanje, što rezultira većom strujom motora. Na dijagramu na slici 7.4. i slici 7.5 prikazana je promjena prosječnih tangencijalnih i normalnih sila zavisno o kutu mača za različite omjere brzine posmaka i brzine lanca U/u_t.

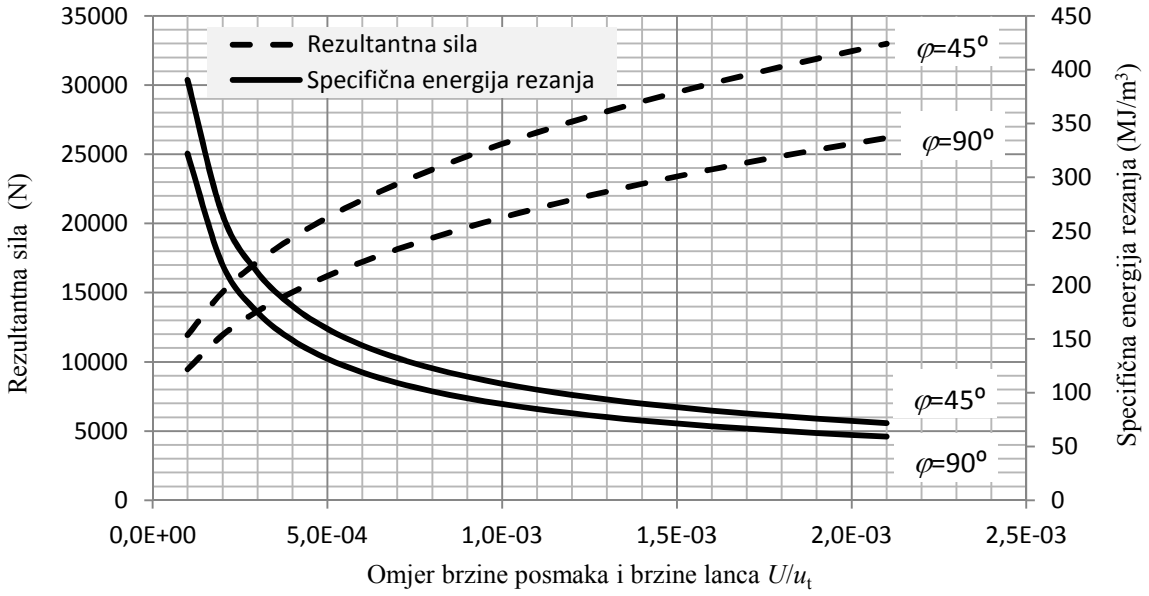


Slika 7.4. Zavisnost tangencijalne sile o omjeru brzine lanca i brzine posmaka i kutu mača.



Slika 7.5. Zavisnost normalne sile o omjeru brzine lanca i brzine posmaka i kutu mača.

Prosječne sile na maču izračunate su prema jednadžbi 7.7 i 7.8. Iz dijagrama na slici 7.4. i 7.5. se može zaključiti da se sa povećanjem omjera brzine posmaka i lanca povećavaju i tangencijalna i normalna sila koje djeluju na mač. Pored navedenog, vidljivo je da se minimalne vrijednosti sila postižu pri kutu mača od 90°. Dijagrami prikazani na slici 7.4. i 7.5. vrijede za nove odnosno neistrošene rezne pločice. Kod potpuno istrošenih reznih pločica sile se mogu povećati od pedeset do sto posto u odnosu na neistrošene pločice (Copur, 2009). Trošenje reznih pločica znatno više utječe na normalnu komponentu sile nego na tangencijalnu, a sa povećanjem stupnja istrošenosti smanjuje se omjer maksimalne i prosječne vrijednosti sila (Bilgin, 1977). Također valja napomenuti da je laboratorijskim ispitivanjima ustanovljeno da vrijednosti maksimalnih sila mogu biti četiri puta veće od prosječnih. Na slici 7.6. prikazan je odnos specifične energije rezanja, rezultantne sile i kuta mača za različite omjere brzine lanca i brzine posmaka.



Slika 7.6. Zavisnost rezultantne sile i specifične energije rezanja o omjeru brzine posmaka i lanca za različite kutove mača.

Pored sile i specifične energije rezanja, potrebno je analizirati utjecaj smanjenja brzine lanca na potrošnju alata. Prema tome, potrebno je analizirati utjecaj dubine rezanja reznih pločica na potrošnju alata, s obzirom na to da se sa smanjenjem brzine lanca povećava dubina rezanja reznih pločica. Laboratorijskim ispitivanjima vrlo je kompliciranо odrediti utrošak alata, s obzirom da je potrebno ispiliti velike količine materijala kako bi se mogla zabilježiti najmanja promjena u masi i/ili volumenu reznog alata. Kenny i Johnson (1976) su ustanovili da se sa povećanjem dubine reza potrošnja reznog alata smanjuje. S obzirom da sa povećanjem dubine reza količina materijala eksponencijalno raste, omjer obujma potrošenog alata i obujma odlomljenog materijala još je i veći. Odnos dubine reza i potrošnje alata je posljedica razlike u čvrstoći veziva i mineralnog zrna (Bilgin, 1977). Naime, kod većine stijena čvrstoća veziva je manja od čvrstoće mineralnog zrna. Pri malim dubinama rezanja dolazi do rezanja mineralnog zrna što rezultira većim trošenjem alata. Nasuprot tome, pri većim dubinama dolazi do odloma cijelog zrna iz veziva što rezultira manjom potrošnjom alata. Također je ustanovljeno da se sa povećanjem brzine rezanja, ukoliko ostali uvjeti ostaju nepromijenjeni potrošnja alata povećava. Iz izložene analize moguće je zaključiti da se smanjenjem brzine lanca može smanjiti potrošnja reznog alata kao i utrošak energije po jedinci površine reza, a iz izloženih modela moguće je odrediti minimalnu brzinu lanca.

8. ZAKLJUČAK

Učinkovit način eksploatacije blokova kamena ostvaruje se kombiniranjem lančane sjekačice i dijamantne žične pile zbog mogućnosti korištenja prednosti jednog ili drugog stroja. Učinkovitost lančane sjekačice pri eksploataciji arhitektonskog kamena ovisi o pravilnom izboru konstrukcijskih i radnih veličina stroja, reznih elemenata te uvjeta i načina eksploatacije u određenoj vrsti stijene. Poznavanje utjecaja pojedinih veličina na učinak rada i potrošnju reznog alata, te načina na koji pojedini čimbenici utječu jedni na druge i kako se njihov pojedinačni i međusobni utjecaj odražava na svekoliki proces eksploatacije, omogućava izbor optimalnih alata i optimalnog režima rada. U sklopu rada po prvi puta je simuliran proces rezanja lančane sjekačice sa stvarnim reznim elementima u prirodnoj veličini. Ispitivanja su provedena na uređaju za pravolinijsko rezanje stijena sa troosnim mjernim pretvornikom sile. Verifikacijom specifične energije, dobivene pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena i specifične energije dobivene terenskim mjerenjima na lančanoj sjekačici potvrđena je hipoteza rada. Potvrđivanjem hipoteze, stvoreni su nužni preduvjeti za daljnja istraživanja u pogledu optimizacije konstrukcijskih i radnih veličina lančane sjekačice.

Pored navedenog, provedenim istraživanjima dobiveni su precizniji pokazatelji o utjecaju radnih i konstrukcijskih veličina na učinak sjekačice. Također, date su smjernice koje bi trebale olakšati usklađivanje radnih veličina sa uvjetima rezanja. Terenskim ispitivanjima analiziran je utjecaj radnih veličina na učinak rezanja na temelju kojih proizlaze sljedeći zaključci:

- Specifičnu energiju rezanja lančane sjekačice moguće je odrediti mjerenjem utrošene energije pri radu sjekačice i energije praznog hoda. Specifična energija rezanja ovisi o dubini rezanja reznih pločica, koja je određena radnim veličinama. Povećanjem dubine rezanja reznih pločica specifična energija rezanja se smanjuje, što je potvrđeno i laboratorijskim ispitivanjima.
- Dubina rezanja reznih pločica može se povećati ukoliko se poveća brzina posmaka sjekačice ili ukoliko se smanji brzina lanca. Povećanjem brzine posmaka povećava se učinak sjekačice i rezultantna sila koja djeluje na mač sjekačice, a maksimalna brzina posmaka određena je konstrukcijom i masom sjekačice. Nasuprot tome, smanjenjem brzine gibanja lanca smanjuje se specifična energija rezanja, bez utjecaja na učinak sjekačice. Na temelju dosadašnjih istraživanja moguće je zaključiti da smanjenje brzine gibanja lanca rezultirala manjom potrošnjom alata.

- Minimalna brzina lanca ovisi o količini odlomljenog materijala koji nastaje pri radu sjekačice i mora biti dovoljna kako bi se iz reza odstranio odlomljeni materijal.
- Optimalna brzina lanca ovisi o nekoliko čimbenika, a to su potrošnja reznog alata, sile na reznom alatu i specifična energija. Optimalna brzina lanca uvijek mora biti veća od minimalne brzine lanca. U radu je predložen model za određivanje minimalne brzine lanca.
- U sklopu rada također je predložen model za procjenu tangencijalne, normalne i rezultantne sile koje djeluju na mač sjekačice. Predloženi model se bazira na rezultatima ispitivanja na uređaju za pravolinijsko rezanje stijena i kinematici lančane sjekačice.

Utjecaj konstrukcijskih veličina na učinak sjekačice analiziran je laboratorijskim ispitivanjima pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena. Na temelju laboratorijskih ispitivanja i provedene analize proizlaze sljedeći zaključci.

- Pomoću uređaja za pravolinijsko rezanje stijena može se simulirati proces rezanja stijena lančanom sjekačicom, a dobiveni rezultati mogu se koristiti za procjenu utroška energije i optimizaciju geometrijskih veličina reznih pločica.
- Na temelju višestruke zavisnosti tangencijalne sile, širine i dubine reza može se zaključiti da povećanjem površine reza raste vrijednost tangencijalne sile, pri čemu dubina reza ima znatno veći utjecaj. Sa povećanjem širine reza dolazi do linearnog povećanja vrijednosti normalne sile. Prilikom analize utjecaja dubine reza na vrijednost normalne sile nije ustanovljena značajna zavisnost.
- Kod reznih alata, povećanjem površine reza vrijednost specifične energije se smanjuje. Na temelju analiza višestruke zavisnosti specifične energije rezanja o dubini i širini reza ustanovljeno je da širina reza ima znatno veći utjecaj na specifičnu energiju rezanja.
- Laboratorijskim ispitivanjima ustanovljeno je da geometrijske veličine reznih pločica utječu na učinak rezanja. Ustanovljeno je da povećanje napadnog kuta rezultira manjom specifičnom energijom i tangencijalnom silom. Normalna sila ovisi o bočnom kutu rezne pločice, a povećanjem kuta raste i vrijednost normalne sile. Za određivanje optimalnih vrijednosti geometrijskih veličina potrebno je provesti ispitivanja sa većim brojem kutova različitih vrijednosti. Pored geometrijskih veličina reznih pločica, na energiju i silu rezanja utječe i broj reznih pločica u reznom segmentu.

- Primjena uređaja za pravolinijsko rezanje stijena nije ograničena samo na lančane sjekačice, već se može primijeniti i za druge strojeve sa linearnim gibanjem reznih alata. Na temelju dosadašnjih istraživanja može se zaključiti da se uređaj za pravolinijsko rezanje stijena može primijeniti za procjenu otpornosti stijena na rezanje, te procjenu tlačne čvrstoće.

Navedeni zaključci i rezultati istraživanja upućuju na daljnji laboratorijski i terenski rad prema slijedećim smjernicama:

- Kod lančanih sjekačica se najčešće koriste rezne pločice oblika kvadra stoga je napadni kut reznih pločica kod lančanih sjekačica uglavnom negativan. Pregledom literature o učincima lančane sjekačice nije pronađeno niti jedno ispitivanje u kojem je analiziran utjecaj pozitivnog napadnog kuta reznih pločica na učinak lančanih sjekačica. Na temelju dosadašnjih istraživanja moguće je zaključiti da bi se sa primjenom pozitivnog napadnog kuta, kod lančanih sjekačica, smanjile vrijednosti sila i specifične energije rezanja. Daljnjim istraživanjima potrebno je analizirati utjecaj pozitivnog napadnog kuta i broja reznih pločica u reznom segmentu na energiju rezanja i potrošnju alata.
- Dosadašnjim istraživanjima ustanovljeno je da se sa povećanjem dubine reza odnosno smanjenjem brzine lanca, potrošnja reznih pločica smanjuje. Laboratorijskim ispitivanjima vrlo je komplicirano odrediti utrošak alata, s obzirom da je potrebno ispiliti velike količine materijala kako bi se mogla zabilježiti najmanja promjena u masi i/ili volumenu reznog alata. Stoga je potrebno provesti terenska ispitivanja mjerenjem utroška reznog alata pri različitim brzinama lanca. Predloženi model za procjenu sila na maču sjekačice vrijedi isključivo za nove odnosno neistrošene rezne pločice. Prema tome potrebno je provesti ispitivanja te analizirati utjecaj stupnja istrošenosti reznog alata na sile i energiju rezanja.
- Pregledom dosadašnjih istraživanja moguće je zaključiti da fizikalno-mehaničke značajke i strukturni sklop stijenske mase nesumnjivo imaju značajan utjecaj na učinak lančanih sjekačica. Prema tome, daljnja istraživanja potrebno je usmjeriti upravo prema određivanju interakcije svojstava stijena i konstrukcijskih i radnih veličina.

POPIS LITERATURE

1. **Bilgin, N. (1977):** Investigations into the mechanical cutting characteristics of some medium and high strength rocks. Disertacija. Newcastle upon Tyne: Sveučilište Newcastle.

2. **Cemtra d.o.o. (2006):** Izvještaj o određivanju kvalitete arhitektonsko-građevnog kamena sa eksploatacijskog polja „Redi“ kod Trogira.

3. **Collins, J. A., Busby, H. R., Staab, G. H. (2010):** Mechanical design of machine elements and machines. John Wiley & Sons, str. 771-774.

4. **Cook, N. H., Rabinowicz, E. (1963):** Physical Measurement and Analysis. Addison-Wesley, New York, 1963.

5. **Copur, H. (2009):** Linear stone cutting tests with chisel tools for identification of cutting principles and predicting performance of chain saw machines. Int. J. Rock Mech. & Min. Sci., 45, str. 104-120.

6. **Copur, H., Balci, C., Bilgin, N. (2006):** Cutting performance of chain saws in quarries and laboratory. Proc. of the 15th International Symposium on Mine Plannning and Equipment Selection. MPES, Torino, Italija.

7. **Copur, H., Balci, C., Tumac, D., Feriunglou, C., Dince, T. (2006):** Cutting performance of chain saws in quarries and laboratory. In Proceedings of the 15th International Symposium on Mine Planning and Equipment Selection, MPES, Torino, Italy.

8. **Copur, H., Balci, C., Tumac, D., Bilgin, N. (2011):** “Field and Laboratory Studies on Natural Stones Leading to Empirical Performance Prediction of Chain Saw Machines.”, Int J Rock Mech & Min Sci, 48, 2, str. 269-282.

9. **Coudyzer, C., Richard, T. (2005):** Influence of the back and side rake angles in rock cutting. National Technical Conference and Exhibition, Wyndam Greenspoint, Houston, Texas.

10. **Detournay, E., Defourny, P. (1992):** A phenomenological model for the drilling action of drag bits. International journal of rock mechanics and mining sciences & geomechanics abstracts. Vol. 29. No. 1. Pergamon.

11. **Dagrain, F., Detournay, E., Richard, T. (2001):** Influence of the cutter geometry in rock cutting. Proceedings of the Rock mechanics in the national interest, str. 927-934.

12. **Dunda, S. (1991):** Neujednačenost prijenosa gibanja dijamantne žične pile za eksploataciju blokova arhitektonskog kamena. Rudarsko-geološko-naftni zbornik, 3(1), str. 77-84.

13. **Dunda, S., Kujundžić, T. (2003):** Digitalni udžbenik: Eksploatacija arhitektonsko građevnog kamena, RGN fakultet, Zagreb.

14. **Evans, I. (1962):** A theory of the basic mechanics of coal ploughing, In Proceedings International Symposium on Mining Research, Pergamon Press, London., 2, str. 761-798,

15. **Hoag, D. L., Yoerger, R. R. (1975):** Analysis and design of load rings (Stress distributions). Transactions of the ASAE, 18.

16. **Hong, D., Li, C., Jeong, J. (2012):** A Crosstalk Compensation of a Multi-axis ForceTorque Sensor Based on the Least Squares Method Using LabVIEW. Computational and Information Sciences (ICCIS), 2012 Fourth International Conference, str. 1127-1130.

17. **Hood, M. C., Roxborough, F. F. (1992):** Rock breakage: mechanical. SME mining engineering handbook, 1, str. 680-721.

18. **Hrženjak, P., Kujundžić, T., Vujec, S. (2001):** Primjena računalnih mjernih sustava pri ispitivanju arhitektonsko-građevnog kamena. Klesarstvo i graditeljstvo, Br. 1-2, str. 50-55.

19. **Jaime, M. C. (2011):** Numerical modeling of rock cutting and its associated fragmentation process using the finite element method. Doktorska disertacija, Sveučilište Pittsburgh.

20. **Karabay, S. (2007):** Analysis of drill dynamometer with octagonal ring type transducers for monitoring of cutting forces in drilling and allied process. Materials & design, 28(2), str. 673-685.

21. **Kenny, P., Johnson, S. N. (1976):** An investigation of the abrasive wear of mineral-cutting tools. Wear, 36(3), str. 337-361.

22. **Kuhinek, D. (2009):** Virtualni instrumenti za mjerenje deformacija uzoraka kamena. Disertacija. Zagreb: Fakultet elektrotehnike i računarstva.

23. **Kujundžić, T. (2002):** Utjecajne veličine pri iskopu stijena hidrauličkim čekićem. Disertacija. Zagreb: Rudarsko-geološko-naftni fakultet.

24. **Mammen, J., Saydam, S., Hagan, P. (2009):** A study of the effect of moisture content on rock cutting performance, Coal 2009, Proceedings 9th Underground Coal Operators Conference, AusIMM, Melbourne, str. 340-347.

25. **Mancini, R., Cardu, M., Fornaro, M., Linares, M., Peila. D. (1992):** Analysis and simulation of stone cutting with microtools. In: Proceedings of the III Geoeng Congress, Turin,. str. 227-236.

26. **Mancini, R., Linares, M., Cardu, M., Fornaro, M., Bobbio, M. (1994):** Simulation of the operation of a rock chain cutter on statistical models of inhomogenous rocks. Proceedings of the 9th intrnational symposium on mine planning and equipment selection; str. 461-468.

27. **Mancini, R., Cardu, M., Fornaro, M., Toma, CM. (2001):** The current status of marble chain cutting. Proceedings of the 9th international symposium on mine planning and equipment selection, New Delhi, 19-21., str. 151-158.

28. **Mellor, M. (1976):** Mechanics of cutting and boring, Part 3: kinematics of continuous belt machines. Br. CRREL-76-11. Cold Regions Research and Engineering Laboratory, Hanover, New Hampshire.

29. **Mellor, M. (1978):** Mechanics of Cutting and Boring. Part 8: Dynamics and Energetics of Continuous Belt Machines. Br. CRREL-78-11. Cold Regions Research and Engineering Laboratory, Hanover, New Hampshire.

30. **Mendoza, J.A. (2010):** Modeling Rock Cutting Using DEM With Crushable Particles,. Sveučilište Pittsburgh, Disertacija.

31. **Merchant, M.E. (1945):** Basic mechanics of the metal cutting process. J. Appl. Mech., 66: str. 168-175.

32. **Mikulić, A., Zorić, I. (2002):** Glavni rudarski projekt eksploatacije arhitektonsko građevnog kamena na eksploatacijskom polju „Redi".

33. **Mohamad, Z. (1992):** The use of fracture mechanics analysis in rock tunnelling machines assessment. Doktorska disertacija. SveučilišteTeknologi Mara.

34. **Morrell, R. J., Wilson, R. J. (1983):** Toward development of a hard-rock mining machine - drag cutter experiments in hard abrasive rocks. US Department of the Interior, Bureau of Mines.

35. **NCMME, (2013):** The National Coal Mining Museum for England, <http://www.ncm.org.uk/collections/tools-of-the-trade>. (9/2013).

36. **Nishimatsu, Y. (1972):** The mechanics of rock cutting, Int. J. Rock Mech. Min. Sci., 9 , str. 261- 270.

37. **Nedić, B., Lazić, M. (2007):** Proizvodne tehnologije - Obrada metala rezanjem. Mašinski fakultet, Kragujevac.

38. **O'Dogherty, M. J. (1996):** The design of octagonal ring dynamometers. Journal of agricultural engineering research, 63(1), str. 9-18.

39. **Pellegrini (2009):** Chaintronic CH60 URL: http://www.pellegrini.net/INGLESE/segatrici-_catena_ING.html (4/2014).

40. **Pomeroy CD. (1964):** Breakage of coal by wedge action—factors affecting tool desing 2. Colliery Guardian, July:115–21.

41. **Primavori, P. (2005):** Il manuale della tagliatrice a catena. Fantini Sud s.p.a., Strada Prov.le 12, no.52 – 03012 Anahni (FR).

42. **Richard, T. (1999):** Determination of Rock Strength from Cutting Tests, Disertacija, Sveučilište Minnesota.

43. **Richard, T., Coudyzer, C., Desmette, S.** (2010): Influence of Groove Geometry And Cutter Inclination In Rock Cutting. 44th US Rock Mechanics Symposium and 5th US-Canada Rock Mechanics Symposium.

44. **Richard, T., Germay, C., Detournay, E. (2007):** A simplified model to explore the root cause of stick–slip vibrations in drilling systems with drag bits. Journal of Sound and Vibration, 305(3), 432-456.

45. **Roxborough, F.F. (1987):** The Role of Some Basic Rock Properties in Assessing Cuttability, Proceedings of Seminar on Tunnels, Wholly Engineered Structures, Sydney, I. E. Aust./ AFCC, April, P122.

46. **Roxborough, F. F., Phillips, H. R. (1981):** Applied Rock and Coal Cutting Mechanics: Workshop Course 156/81, Adelaide, 11th-15th May, 1981. Australian Mineral Foundation.

47. **Rajabov, V., Miska, S., Mortimer, L., Yu, M., Ozbayoglu, M. (2012):** The effects of back rake and side rake angles on mechanical specific energy of single PDC cutters with selected rocks at varying depth of cuts and confining pressures. In IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition.

48. **Saglam, H., Unuvar, A. (2001):** Three-component, strain gage based milling dynamometer design and manufacturing. Journal of Integrated Design and Process Science, 5(2), str. 95-109.

49. **Sariisik, A., Sariisik, G. (2010):** Efficiency analysis of armed-chained cutting machines in block production in travertine quarries. Journal of the South African Institute of Mining & Metallurgy, 110(8), str. 473.

50. **Schei, G., Fjaer, E., Detournay, E., Kenter, CJ., Fuh, GF., Zausain, F. (2000):** The Scratch Test: An Attractive Technique for Determining Strength and Elastic Properties of Sedimentary Rocks. Annual Technical Conference and Exhibition (2000) SPE 63255, Society of Petroleum Engineers, str 1-7.

51. **Slade, I. (2012):** Obrada materijala II. Digitalni udžbenik, 2012. URL: http://www.cnt.tesla.hr. (4/2013).

52. **Tiryaki, B., Dikmen, A.C. (2005):** Effects of rock properties on specific cutting energy in linear cutting of sandstones by picks. Rock Mechanics and Rock Engineering, 39, 2, str. 89-120.

53. **Vujević, D., Ferković, B. (1996):** Osnove elektrotehničkih mjerenja 1 dio. Zagreb: Školska knjiga.

54. **Whittaker, D. (1962):** Effect of pick shape on cutting forces. Colliery Guardian, 205 (5288), str. 242-244.

55. **Yaldız, S. (2005):** Development and Testing of a Cutting Force Dynamometer for Milling. Journal of Polytechnic, 8(1), 61-68.

56. **Yaldız, S., Ünsaçar, F. (2006):** A dynamometer design for measurement the cutting forces on turning. Measurement, 39(1), str. 80-89.

57. **Youssef, H. A., El-Hofy, H. (2008):** Machining technology: machine tools and operations. CRC Press.

POPIS TABLICA

Tablica 5.1. Empirijski odnosi između specifične energije rezanja i fizikalno mehaničkih svojstava pješčenjaka Tiryaki i Dikmen (2005). 39

Tablica 6.1. Mehanička svojstva čelika Č4732.....60

Tablica 6.2. Fizikalne značajke uzoraka.....69

Tablica 6.3. Nasipna gustoća ispiljenog materijala. 70

Tablica 6.4. Fizikalno-mehaničke značajke uzoraka arhitektonsko-građevnog kamena Plano (Cemtra d.o.o, 2006).....71

Tablica 6.5. Geometrijske veličine reznih pločica. 74

Tablica 6.6. Rezultati ispitivanja simulacije reza. 76

Tablica 6.7. Vrijednosti površine reza *A* tijekom ispitivanja (mm^2). 79

Tablica 6.8. Rezultati ispitivanja širine i dubine reza na sile i energiju rezanja. 81

Tablica 6.9. Višestruka zavisnost tangencijalne sile rezanja o širini i dubini reza. 83

Tablica 6.10. Višestruka zavisnost specifične energije rezanja o širini i dubini reza. 85

Tablica 6.11. Rezultati ispitivanja utjecaja napadnih kutova na sile i energiju rezanja. 88

Tablica 6.12. Tehničke karakteristike lančane sjekačice Pellegrini Ch-60. 91

Tablica 6.13. Analiza rezultata terenskih ispitivanja. 98

Tablica 7.1. Obujam pojedinačnih nosača reznog segmenta lančane sjekačice „Pellegrini Ch-60“.....103

POPIS SLIKA

Slika 2.1. Stara rudarska podsjekačica a) sa ozubljenim kotačem b) sa ozubljenim lancem (NCMME, 2013).....4
Slika 2.2. Osnovni dijelovi lančane sjekačice.....6
Slika 2.3. Segment reznog lanca lančane sjekačice (Sariisik, 2000).....7
Slika 2.4. Rezni segment lančane sjekačice tvrtke Korfmann.....8
Slika 2.5. Geometrijske veličine reznog alata a) α=-20°, γ=0°, δ=0°, β =20°; b) α=0°, γ =15°, δ=0°, β=0°.....8
Slika 2.6. Načini rezanja a) ukliješteni uvjeti b) neukliješteni uvjeti.....9
Slika 2.7. Rezne pločice a) kvadratičnog oblika, b) kružnog oblika, c) zvjezdastog oblika. (Primavori, 2005).....10
Slika 2.8. a) pločica oblika krnje piramide b) pločica oblika kvadra (Copur, 2009).....10
Slika 2.9. Radne veličine pri radu sjekačice (Pellegrini, 2009).....12
Slika 3.1. Rezultantna sila rezanja i njene komponente.....13
Slika 3.2. Tipovi loma i amplitude sila za vrijeme rezanja (Mohamad, 1992).....14
Slika 3.3. Merchant-ov model i kružni dijagram sila (Merchant, 1945).....15
Slika 3.4. Evans-ov model (Evans,1962).....18
Slika 3.5. Raspodjela naprezanja i sila pri ortogonalnom rezanju (Nishimatsu,1972).....19
Slika 3.6. Prototip uređaja za procjenu tlačne čvrstoće (Schei et al., 2000).....21
Slika 3.7. Ispitivanje na uređaju za procjenu tlačne čvrstoće na uzorku pješčenjaka a) plastičan lom b) krti lom (Schei et al.,2000).....22
Slika 3.8. Ovisnost horizontalne sile rezanja o površini reza kod plastičnog loma (Richard, 1999).....23
Slika 3.9. Raspodjela sila a) s neistrošenim reznim pločicama, b) s istrošenim reznim pločicama (Detournay i Defourny,1992).....23
Slika 4.1. Simboli korišteni pri analizi kinematike lančane sjekačice (Mellor, 1976).....27
Slika 4.2. Raspodjela sila a) na reznim pločicama b) na maču (Mellor,1978).....29
Slika 4.3. Shematski prikaz prijenosa gibanja s pogonskog lančanika na lanac.....31
Slika 4.4. Promjena brzine u ovisnosti o broju zuba na pogonskom lančaniku (Collins et al., 2010).....33
Slika 4.5. Karakteristične veličine mača za proračun momenta oko točke učvršćenja (Mellor, 1978).....34

Slika 4.6. Utjecaj promjene kuta mača na povećanje moment sila rezanja pri konstantnoj dubini rezanja (Mellor, 1978).....36
Slika 5.1. Kut odloma pri rezanju u ukliještenim uvjetima (Copur, 2011).....38
Slika 5.2. Odnosi između *stvarne* specifične energije i jednoosne tlačne čvrstoće (92 pješčenjaka, 86 vapnenaca, 19 šejlova i 4 krede (Richard, 1999).....40
Slika 5.3. Utjecaj napadnog kuta i kuta otklona na prosječne sile rezanja. (Hood i Roxborough, 1992).....41
Slika 5.4. Odnos između negativnog napadnog kuta i specifične energije (Schei et al., 2000). 42
Slika 5.5. Povećanje površine kontakta stijene i rezne pločice uslijed povećanja napadanog kuta Rajabov et al. (2012).....43
Slika 5.6. Povećanje rezultantne sile uslijed povećanja napadanog kuta Rajabov et al. (2012). 43
Slika 5.7. Utjecaj dubine reza i bočnog kuta na normalnu komponentu sile rezanja (Copur, 2009).....44
Slika 5.8. Utjecaj poprečnog razmaka između pločica i dubine reza na specifičnu energiju rezanja (Copur, 2009).....45
Slika 5.9. Ukliješteni uvjeti rezanja (Copur, 2009).....46
Slika 5.10. Utjecaj oblika reznih pločica na vrijednost tangencijalne sile (Richard et al., 2010).....46
Slika 5.11. Utjecaj geometrijskog oblika brazde na energiju rezanja (Richard et al.,2010)...47
Slika 5.12. Utjecaj penetracijskog indeksa lančane sjekačice na učinak rezanja (Copur et al., 2011).....49
Slika 6.1. Shema kratkohodne blanjalice za metal (Nedić i Lazić, 2007).....54
Slika 6.2. Uređaj za pravolinijsko rezanje stijena i mjerni sustav.....55
Slika 6.3. Momenti savijanja kružnog prstena uslijed a) tangencijalne i normalne komponente, b) normalne komponente, c) tangencijalne komponente (Yaldız i Ünsaçar, 2006).....57
Slika 6.4. Položaj traka za mjerenje deformacija na osmerokutnom prstenu (Saglam i Unuvar, 2001).....58
Slika 6.5. Dimenzije osmerokutnog prstena.....61
Slika 6.6. Položaj tenzometarskih traka i prstena na mjernom pretvorniku sile (Yaldız i Ünsaçar, 2006).....62

Slika 6.7. Konfiguracija mjernih traka u Wheatstoneovom mostu za a) bočnu silu, b) normalnu silu i c) tangencijalnu silu (Yaldız i Ünsaçar, 2006).....63
Slika 6.8. Mjerni sustav za ispitivanje rezivosti stijenske mase.....64
Slika 6.9. Konstrukcija troosnog mjernog pretvornika sile.....64
Slika 6.10. Uređaj za umjeravanje pretvornika sile.....66
Slika 6.11. Umjerna krivulja i poprečna osjetljivost za normalnu silu F_n.....66
Slika 6.12. Umjerna krivulja i poprečna osjetljivost za tangencijalnu silu F_c.....67
Slika 6.13. Umjerna krivulja i poprečna osjetljivost za bočnu silu F_f.....67
Slika 6.14. Primjer obrade podataka i dijagram prirodne frekvencije mjernog pretvornika sile. 68
Slika 6.15. Pripremljeni uzorci za ispitivanje.....70
Slika 6.16. Primjer obrade rezultata ispitivanja.....72
Slika 6.17. a) Nosači i rezne pločice lančane sjekačice „Pellegrini CH60“. b) nacrt reznog segmenta.....73
Slika 6.18. Priprema uzorka za ispitivanjeispitivanje.....74
Slika 6.19. Simulacija procesa rezanja.....75
Slika 6.20. Zavisnost tangencijalne, bočne i normalne sile o dubini rezanja.....77
Slika 6.21. Zavisnost specifične energije rezanja o dubini reza.....78
Slika 6.22. Ispitivanje utjecaja širine i dubine reza na učinak rezanja.....80
Slika 6.23. Utjecaj površine reza na specifičnu energiju.....82
Slika 6.24. Utjecaj površine reza na tangencijalnu silu rezanja.....82
Slika 6.25. Zavisnost tangencijalne sile rezanja o širini i dubini reza.....84
Slika 6.26. Utjecaj dubine rezanja na specifičnu energiju rezanja.....84
Slika 6.27. Zavisnost energije rezanja o širini i dubini reza.....85
Slika 6.28. Raspodjela specifične energije zavisno od položaja i broja reznih pločica.....86
Slika 6.29. a) postupak ispitivanja, b) raspored reznih pločica za ispitivanje.....87
Slika 6.30. Raspodjela tangencijalnih sila za pojedinačne nosače.....89
Slika 6.31. Raspodjela normalnih sila za pojedinačne nosače.....89
Slika 6.32. Raspodjela specifične energije rezanja za pojedinačne nosače.....90
Slika 6.33. Eksploatacijsko polje arhitektonsko-građevnog kamena „Redi“.....91
Slika 6.34. Shema terenskih ispitivanja.....92
Slika 6.35. Shema upravljačke ploče na lančanoj sjekačici „Pellegrini Ch 60“.....93
Slika 6.36. Električna shema mjerenja snage.....95
Slika 6.37. Grafičko sučelje LabVIEW aplikacije.....95

Slika 6.39. Dijagram radna snaga - vrijeme pri rezanju u jednom ciklusu.....97
Slika 6.39. Zavisnost specifične energije rezanja i dubine rezanja rezne pločice.....99
Slika 6.40. Usporedba specifične energije rezanja dobivene laboratorijskim i terenskim ispitivanjima.....100
Slika 7.1. Rezni segment lančane sjekačice „Pellegrini Ch-60“ (Pellegrini, 2009).....103
Slika 7.2. Geometrijski obujam reza lančane sjekačice.....104
Slika 7.3. Zavisnost minimalne brzine lanca o brzini posmaka i kutu mača.....105
Slika 7.4. Zavisnost tangencijalne sile o omjeru brzine lanca i brzine posmaka i kutu mača.106
Slika 7.5. Zavisnost normalne sile o omjeru brzine lanca i brzine posmaka i kutu mača.....107
Slika 7.6. Zavisnost rezultantne sile i specifične energije rezanja o omjeru brzine posmaka i lanca za različite kutove mača.....108

POPIS OZNAKA I SIMBOLA

U	-	brzina posmaka sjekačice	(m/s)
u_t	-	brzina gibanja lanca	(m/s)
φ	-	kut između mača i pravca rezanja.	(°)
S	-	duljina reznog segmenta	(m)
d	-	dubina rezanja reznih pločica	(m)
l	-	uzdužni razmak između reznih pločica	(m)
z	-	visina rezne pločice	(m)
α	-	napadni kut rezne pločice	(°)
β	-	kut otklona	(°)
δ	-	bočni kut rezne pločice	(°)
γ	-	bočni napadni kut rezanja	(°)
A	-	površina reza	(m^2)
R	-	rezultantna sila rezanja	(N)
F_c	-	tangencijalna sila rezanja	(N)
F_n	-	normalna sila rezanja	(N)
F_f	-	bočna sila	(N)
F_m	-	srednja vrijednost sile rezanja	(N)
F_{maks}	-	maksimalna sila	(N)
θ	-	kut lomne plohe	(°)
F'_c	-	tangencijalna sila u ravnini smicanja	(N)
F'_n	-	normalna sila u ravnini smicanja	(N)
F''_n	-	normana sila na prednju površinu alata	(N)
F''_c	-	tangencijalna sila na prednju površinu alata	(N)
A_s	-	površina plohe loma	(m^2)
w	-	širina reznog alata	(m)
σ	-	normalno naprezanje u ravnini smicanja	(N/m^2)
τ	-	tangencijalno naprezanje u ravnini smicanja	(N/m^2)
ϕ	-	kut između rezultantne i normalne sile	(°)
τ_0	-	kohezija	(N/m^2)
$\gamma`$	-	kut unutarnjeg trenja materijala	(°)
T	-	rezultanta vlačnih sila	(N)
$rd\omega$	-	element kružnog luka CD	
r_k	-	radijus kružnog luka	(m)
ω	-	kut koji zatvara radijus simetrije sa kružni lukom CD	(°)
σ_t	-	vlačna čvrstoća	(N/m^2)
α_1	-	polovica središnje kuta kružnog luka	(°)
p	-	rezultanta naprezanja	(N)
p_0	-	konstanta određena na temelju ravnoteže sila	
λ	-	udaljenost od točke A do proizvoljno odabrane točke na dužini AB	(m)
n	-	faktor raspodjele naprezanja	
F	-	rezultantna sila rezanja	(N)
ψ	-	kut trenja na kontaktnoj površini	(°)
μ_c	-	koeficijent trenja na kontaktnoj površini	
k	-	koeficijent omjera tangencijalne i normalne komponente	
ε	-	"*stvarna*" specifična energija	(Pa)
R_t	-	sila trenja	(N)

ζ	-	kut koji zatvara rezultantna sile trenja sa horizontalnom ravninom	(°)
R_c	-	tangencijalna komponenta rezultantne sile rezanja	(N)
R_n	-	vertikalna komponenta rezultantne sile rezanja	(N)
μ_s	-	koeficijent trenja	
H_C	-	duljina mača koja je u kontaktu sa stijenom	(m)
H	-	dubina reza sjekačice	(m)
φ	-	kut koji mač zatvara sa pravcem rezanja	(°)
Δt	-	vremenski interval prolaska reznih pločica	(s)
S_C	-	broj segmenata u kontaktu sa stijenom	
T_C	-	broj reznih pločica u kontaktu s stijenom	
T_S	-	broj reznih pločica u segmentu	
F_{Ci}	-	tangencijalna sila na i-toj reznoj pločici	(N)
F^C	-	ukupna tangencijalna sila koja djeluje na mač	(N)
F^N	-	ukupna normalna sila koja djeluje na mač	(N)
F_{ni}	-	normalna sila na i-toj reznoj pločici	(N)
μ_L	-	koeficijent trenja između lanca i vodilica na maču sjekačice	
F_L	-	ukupna vučna sila lanaca	(N)
F^d	-	otpor uslijed gibanja lanca	(N)
P_{BT}	-	ukupna snaga potrebna za pokretanje pogonskog lančanika	(W)
P_B	-	snaga potrebna za rezanje	(W)
χ	-	kut okretanja pogonskog lančanika	(°)
w_1	-	kutna brzina zuba na lančaniku	(rad/s)
v	-	uzdužna brzina lanca	(m/s)
v'	-	pravolinijska brzina lanca	(m/s)
ρ	-	kut između točke A i osi Y	(°)
r_l	-	srednji promjer pogonskog lančanika	(m)
v'_{max}	-	maksimalna brzina lanca	(m/s)
v'_{min}	-	minimalna brzina lanca	(m/s)
Δv	-	omjer maksimalne i minimalne brzine lanca	
Z	-	broj zuba na pogonskom lančaniku	
G	-	sila posmaka	(N)
V	-	normalna sila okomita na smjer gibanja	(N)
M_C	-	moment sile rezanja	(Nm)
M_W	-	moment sile uslijed vlastite težine mača	(Nm)
W_m	-	težina mača	(N)
$L_o/2$	-	udaljenost od točke učvršćenja do geometrijskom središta mača	(m)
L_0	-	duljina mača	(m)
s	-	poprečni razmak reznih pločica	(m)
$CSPI$	-	penetracijski indeks lančane sjekačice	
UCS	-	jednoosna tlačna čvrstoća	(N/m^2)
e	-	baza prirodnog logaritma	
A	-	eksperimentalna konstanta za sile na reznom alatu	
B	-	eksperimentalna konstanta za sile na reznom alatu	
C	-	eksperimentalna konstanta za specifičnu energiju rezanja	
D	-	eksperimentalna konstanta za specifičnu energiju rezanja	
$t`$	-	koeficijent koji uzima u obzir različite uvijete rezanja	
t_1	-	koeficijent trošenja reznih pločica	
t_2	-	koeficijent uvjeta rezanja	

t_3	-	koeficijent utjecaja napadnog kuta	
P	-	snaga utrošena isključivo na rezanje	(W)
N_l	-	broj okretaja lančanika u minuti	(okr/min)
$M\varsigma$	-	moment savijanja prstena	(Nm)
ς	-	kut presjeka prstena (u smjeru kazaljke na satu)	(°)
ε_ς	-	relativna deformacija kružnog prstena	
E	-	modul elastičnosti	(N/m^2)
b	-	širina prstena	(m)
t_s	-	debljina stijenke	(m)
r	-	radijus prstena	(m)
$\omega`$	-	kut odloma	(°)
w	-	masa sjekačice bez tračnica	(kg)
H_o	-	efektivna duljina mača	(m)
$ANCR$	-	učinak rezanja	(m^2/h)
$CSTCI$	-	potrošnja alata	($alata/m^2$)
Se	-	specifična energija rezanja	(MJ/m^3)
M_p	-	okretni moment na pogonskom lančaniku	(Nm)
$\delta`$	-	pomak kružnog prstena	(m)
V_n	-	Ukupni obujam nosača i vijaka reznog segmenta	(m^3)
v_n	-	ukupni obujam nosača reznog segmenta	(m^3)
$v_č$	-	ukupni obujam dijelova nosača koji se nalaze unutar članka lanca	(m^3)
v_v	-	ukupni obujam dijelova vijka koji se nalaze iznad nosača	(m^3)

PRILOZI

PRILOG 1. Odstupanje pojednačnih vrijednosti umjernih kirvulja od prosječne vrijednosti umjernnih krivulja sila.

PRILOG 2. Umjerne krivulje mjernog pretvornika prije i nakon laboratorijskih ispitivanja.

PRILOG 3. Rezulatati maksimalnih vrijednosti sila dobiveni simulacijom procesa rezanja.

PRILOG 4. Rezultati ispitivanja za širinu reza 0,5 mm i različite dubine.

PRILOG 5. Rezultati ispitivanja za širinu reza 1,0 mm i različite dubine.

PRILOG 6. Rezultati ispitivanja za širinu reza 1,5 mm i različite dubine.

PRILOG 7. Rezultati ispitivanja i širinu reza 2,0 mm i različite dubine.

ŽIVOTOPIS

Tomislav Korman rođen je u Zagrebu 1982. godine. Osnovnu i srednju naobrazbu stekao je u Zagrebu. Maturirao je na Elektrotehničkoj školi "Ruđer Bošković" 2000. godine. Iste godine upisao se na Rudarsko-geološko-naftni fakultet Sveučilišta u Zagrebu. Odslušao je smjer „Izrada podzemnih prostorija i tunela“ te razlikovne kolegije sa smjera „Eksploatacija mineralnih sirovina“. Diplomirao je 2008. godine obranivši diplomski rad naziva „Utjecaj fizičko mehaničkih svojstava stijena na mehaničko usitnjavanje“ pod mentorstvom doc. dr. sc. Trpimira Kujundžića i doc.dr.sc. Gordana Bedekovića i stekao zvanje diplomiranog inženjera rudarstva. Dobitnik je Rektorove nagrade za seminarski rad pod nazivom „Utjecaj fizičko-mehaničkih svojstava stijena na energetsku učinkovitost drobljenja“. Tijekom apsolventskog statusa obavio je dužnost vojne obveze u civilnoj službi u Ministarstvu zdravstva i socijalne skrbi. Nakon stjecanja zvanja zaposlio se na RGN fakultetu te upisao poslijediplomski studij Rudarstva 2009. godine.

Na RGN fakultetu radi kao asistent. U nastavi izvodi laboratorijske vježbe iz kolegija Transport i izvoz, Rudarski i geotehnički strojevi i Eksploatacija i obrada arhitektonsko-građevnog kamena čiji je nositelj izv. prof. dr. sc. Trpimir Kujundžić. Voditelj je Prve ljetne prakse studenata rudarstva u poduzeću Kamen d.d. –Pazin.

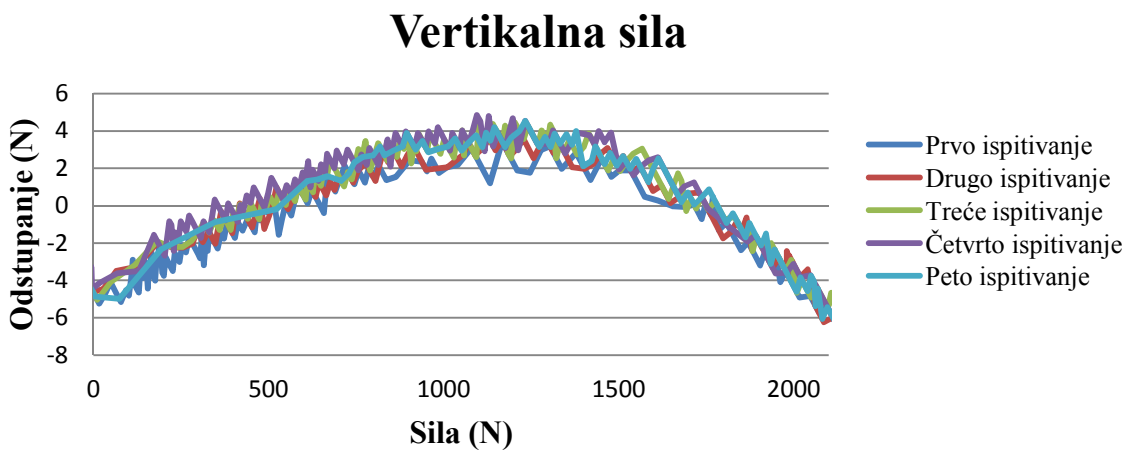
OBJAVLJENI RADOVI

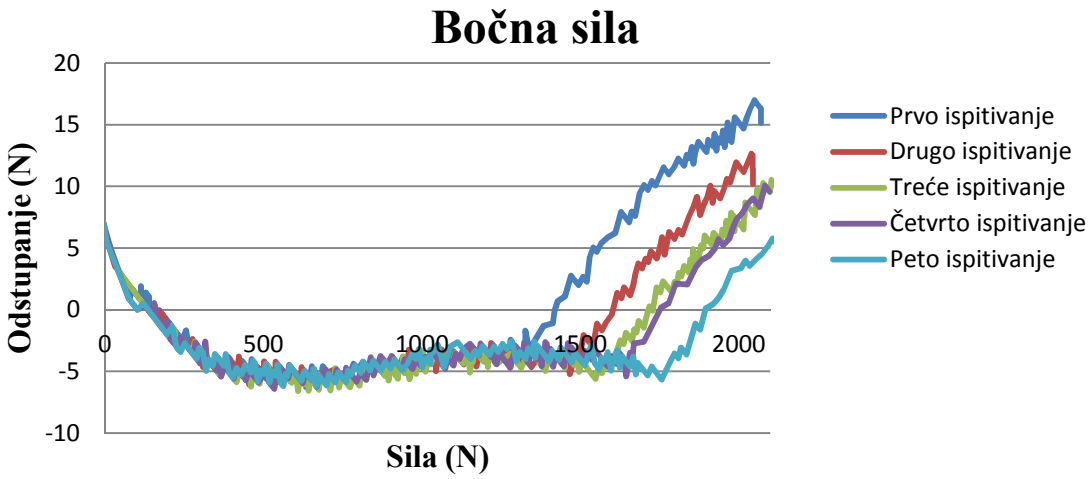
1. Kujundžić, Trpimir; Korman, Tomislav; Macenić, Marija.
STATE OF THE ART OF DRILLING LARGE DIAMETER BOREHOLES FOR DEPOSITION OF HIGH LEVEL WASTE AND SPENT NUCLEAR FUEL. // Rudarsko-geološko-naftni zbornik. 24 (2012) ; 49-59 (pregledni rad, znanstveni).

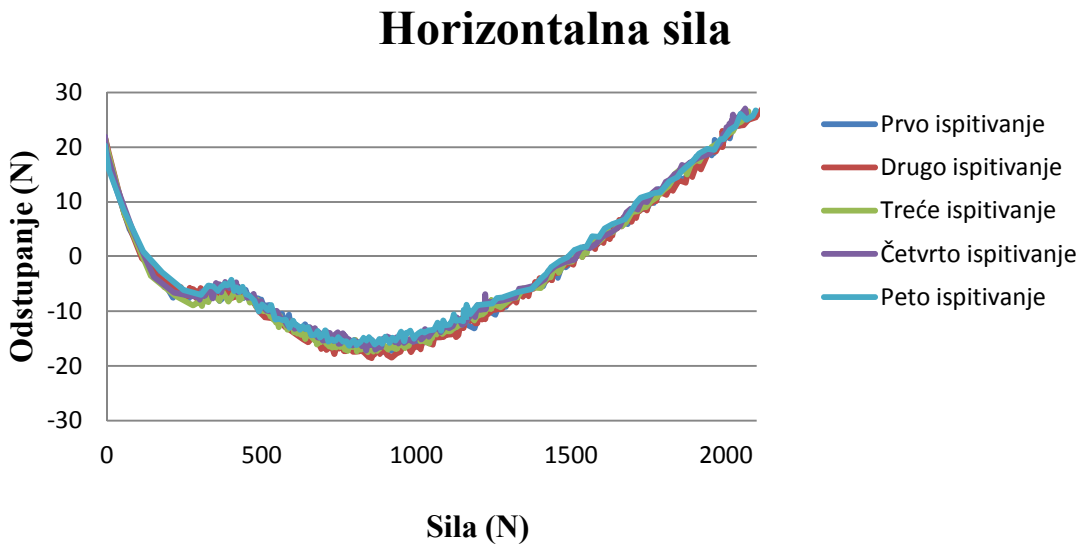
2. Kujundžić, Trpimir; Bedeković, Gordan; Kuhinek Dalibor; Korman, Tomislav.
IMPACT OF ROCK HARDNESS ON FRAGMENTATION BY HYDRAULIC HAMMER AND CRUSHING IN JAW CRUSHER. // Rudarsko-geološko-naftni zbornik. 20 (2008) ; 83-90 (članak, znanstveni).

3. Bedeković, Gordan; Kujundžić, Trpimir; Korman, Tomislav.
IMPACT OF HARDNESS ON SPECIFIC CRUSHING ENERGY AND PRODUCT SIZE OF JAW CRUSHER // Proceedings of the 13th Conference on Environment and Mineral Processing, Part II / Peter Fečko, Čablik Vladimir (ur.). Ostrava : Publishing services department, VŠB - Technical University of Ostrava, 2009. 259¸-266 (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).

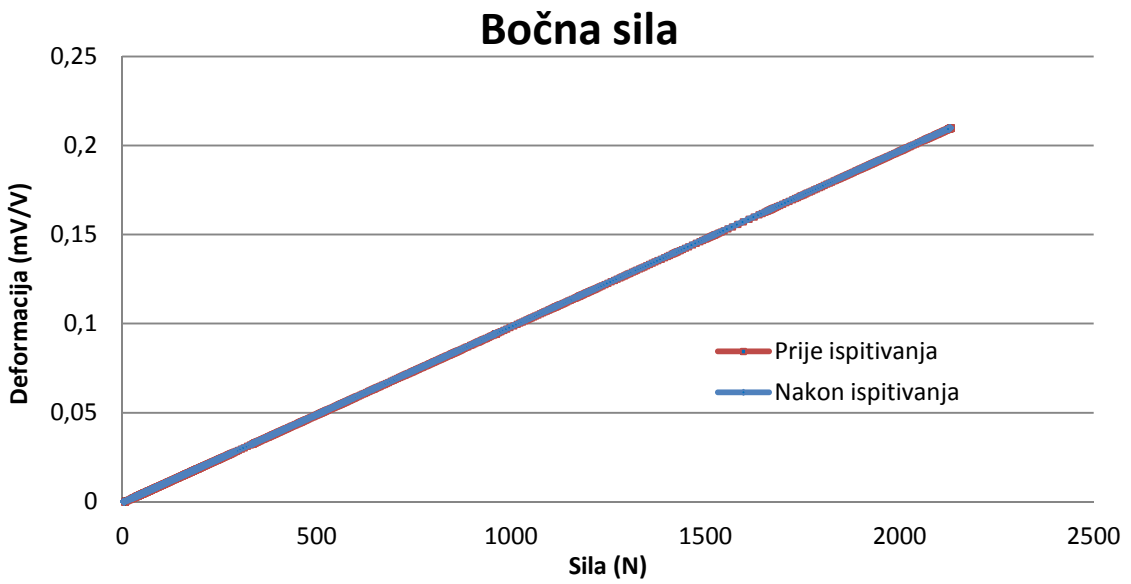
Prilog 1. Odstupanje pojednačnih vrijednosti umjernih kirvulja od prosječne vrijednosti umjernnih krivulja sila.

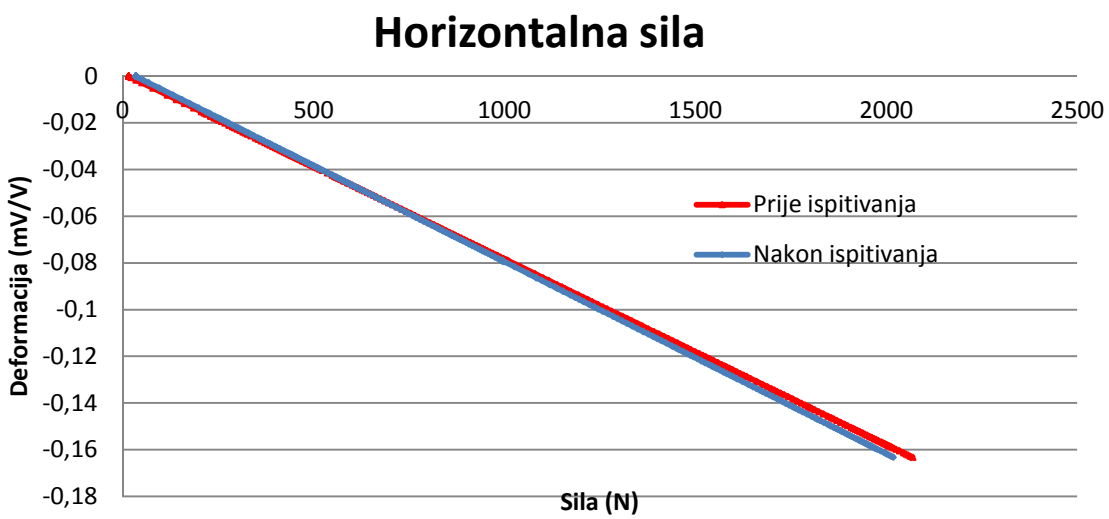


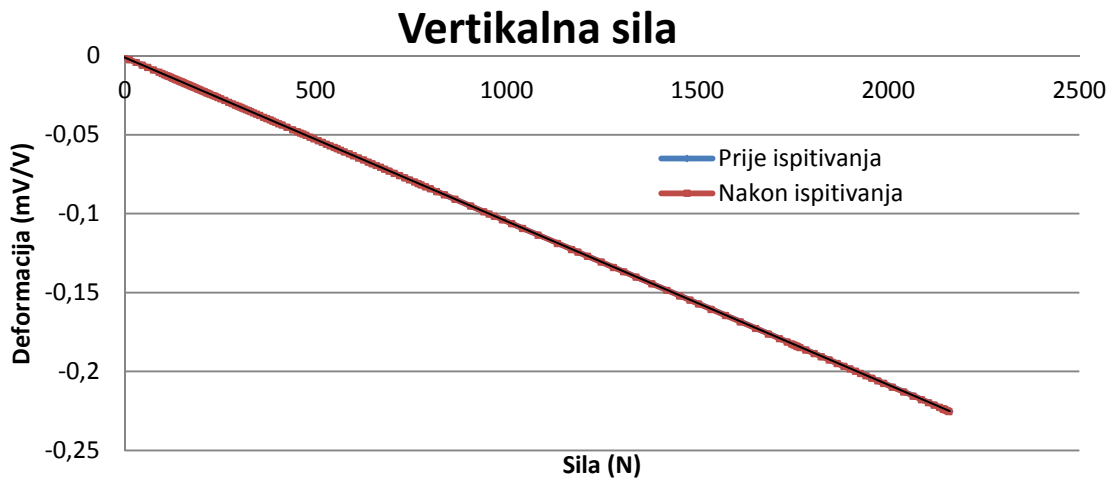




Prilog 2. Umjerne krivulje mjernog pretvornika prije i nakon laboratorijskih ispitivanja.







Prilog 3. Rezulatati maksimalnih vrijednosti sila dobiveni simulacijom procesa rezanja.

R.b. nosača	Dubina	Masa odlomljenog materijala	Obujam odlomljenog materijala	Maksimalne vrijednosti sila		
				F_C	F_f	F_n
	(mm)	(g)	(cm^3)	(N)	(N)	(N)
PM0	0,2	3,9	1,5	323,6	141,3	301,0
PM1				421,0	161,6	495,6
PM2				379,0	102,2	595,5
PM3				544,9	184,3	871,1
PM4				665,0	168,1	949,0
PM5				673,7	178,5	1030,0
PM6				549,8	171,7	943,2
PM7				249,1	112,1	390,1
PM0	0,3	6,1	2,3	365,0	108,5	338,9
PM1				468,7	190,3	543,8
PM2				1684,8	391,0	2420,6
PM3				898,5	241,7	1049,3
PM4				766,3	252,6	1092,8
PM5				852,5	286,1	1061,0
PM6				835,3	306,3	998,9
PM7				440,3	119,3	510,3
PM0	0,4	7,0	2,7	801,4	192,7	550,8
PM1				578,1	257,8	577,6
PM2				720,0	242,3	1152,6
PM3				1137,8	317,7	1123,8
PM4				1061,0	370,1	1115,9
PM5				982,5	344,1	1098,1
PM6				1114,2	307,9	1607,4
PM7				488,0	185,4	588,5
PM0	0,5	9,2	3,5	442,1	152,6	433,9
PM1				1232,1	341,1	1869,7
PM2				1246,9	289,0	1915,1
PM3				774,7	268,3	1116,5
PM4				985,4	360,9	1144,3
PM5				1242,4	474,4	1302,1
PM6				930,3	295,8	1200,7
PM7				504,5	276,2	466,9
PM0	0,6	11,6	4,4	627,5	217,4	527,3
PM1				912,9	319,7	872,1
PM2				874,4	273,8	1530,7
PM3				1154,6	325,9	1324,6
PM4				1257,4	387,0	1316,4
PM5				944,1	264,9	1014,9
PM6				953,2	386,3	1345,5
PM7				371,0	175,7	490,9

Prilog 4. Rezultati ispitivanja za širinu reza 0,5 mm i različite dubine.

Br. nosača	Širina reza *w*	Dubina reza *d*	Prosječne vrijednosti		Prosječne vrijednosti sila			Specifična energija rezanja
			Obujam reza	Energija rezanja	F_C	F_f	F_n	
	(mm)	(mm)	(cm^3)	(J)	(N)	(N)	(N)	(MJ/m^3)
PM3	0,5	0,2	0,02	6,3	31,2	37,3	14,5	278,0
		0,2	0,02	6,0	29,7	35,4	15,0	265,4
		0,2	0,02	5,7	28,3	34,8	13,9	252,5
		0,2	0,02	6,0	29,6	33,0	14,2	262,8
		0,2	0,02	5,5	27,3	34,2	13,7	242,8
Prosjek		**0,2**	**0,02**	**5,9**	**29,2**	**34,9**	**14,3**	**260,3**
PM3	0,5	0,4	0,04	7,1	35,1	42,6	15,0	184,5
		0,4	0,04	7,3	35,9	44,4	15,0	188,5
		0,4	0,04	7,2	35,4	49,0	14,0	186,5
		0,4	0,04	7,3	36,2	51,5	14,7	189,7
		0,4	0,04	7,8	38,3	52,8	14,0	201,4
Prosjek		**0,4**	**0,04**	**7,3**	**36,2**	**48,1**	**14,5**	**190,1**
PM3	0,5	0,6	0,07	9,4	46,3	62,7	16,3	139,2
		0,6	0,07	9,6	47,3	66,9	15,5	142,2
		0,6	0,07	9,6	47,0	69,6	14,8	142,1
		0,6	0,07	10,3	50,4	70,3	15,5	152,1
		0,6	0,07	10,4	50,9	72,4	17,5	153,2
Prosjek		**0,6**	**0,07**	**9,8**	**48,4**	**68,4**	**15,9**	**145,8**
PM3	0,5	0,8	0,09	12,5	61,4	99,7	15,2	138,4
		0,8	0,09	12,9	63,9	102,4	15,4	143,4
		0,8	0,09	13,3	65,6	105,7	14,1	147,8
		0,8	0,09	13,6	66,9	107,2	14,7	150,6
		0,8	0,09	13,3	65,9	107,0	13,1	148,0
Prosjek		**0,8**	**0,09**	**13,1**	**64,7**	**104,4**	**14,5**	**145,6**
PM3	0,5	1,0	0,10	13,3	65,4	97,5	15,3	129,3
		1,0	0,10	13,7	67,4	106,6	11,2	132,9
		1,0	0,10	14,6	72,0	113,3	12,3	141,6
		1,0	0,10	15,7	77,7	127,0	12,4	152,4
		1,0	0,10	16,5	81,4	130,9	10,9	159,9
Prosjek			**0,10**	**14,7**	**72,8**	**115,0**	**12,4**	**143,2**

Prilog 5. Rezultati ispitivanja za širinu reza 1,0 mm i različite dubine.

Br. nosača	Širina reza *w*	Dubina reza *d*	Prosječne vrijednosti		Prosječne vrijednosti sila			Specifična energija rezanja
			Obujam reza	Energija rezanja	F_C	F_f	F_n	
	(mm)	(mm)	(cm^3)	(J)	(N)	(N)	(N)	(MJ/m^3)
PM3	1,0	0,2	0,05	8,0	38,9	47,0	29,3	167,1
		0,2	0,05	6,7	33,0	40,2	26,3	141,7
		0,2	0,05	7,0	34,6	41,6	26,0	147,6
		0,2	0,05	7,2	35,6	42,7	27,5	151,9
		0,2	0,05	7,1	35,0	42,7	27,3	149,5
Prosjek		**0,2**	**0,05**	**35,4**	**35,4**	**42,9**	**27,3**	**151,6**
PM3	1,0	0,4	0,09	10,2	50,2	65,4	39,3	117,1
		0,4	0,09	10,4	51,6	64,9	38,0	119,9
		0,4	0,09	10,7	52,8	68,6	38,1	122,9
		0,4	0,09	10,6	52,7	68,5	36,1	122,6
		0,4	0,09	11,5	56,9	71,9	41,4	132,4
Prosjek		**0,4**	**0,09**	**52,9**	**52,9**	**67,9**	**38,6**	**123,0**
PM3	1,0	0,6	0,12	10,9	53,5	60,3	32,5	94,2
		0,6	0,12	11,4	56,5	74,0	31,0	98,9
		0,6	0,12	12,2	60,1	77,9	32,4	105,2
		0,6	0,12	12,2	60,5	81,7	30,7	105,6
		0,6	0,12	12,5	61,7	82,8	29,1	107,9
Prosjek		**0,6**	**0,12**	**58,5**	**58,5**	**75,4**	**31,1**	**102,3**
PM3	1,0	0,8	0,15	15,5	76,3	99,2	32,3	100,3
		0,8	0,15	14,8	73,3	103,4	27,2	95,9
		0,8	0,15	15,5	76,7	111,8	27,0	100,4
		0,8	0,15	17,2	84,5	126,4	23,5	111,1
		0,8	0,15	15,6	77,3	112,6	25,4	101,4
Prosjek		**0,8**	**0,15**	**77,6**	**77,6**	**110,7**	**27,1**	**101,8**
PM3	1,0	1,0	0,20	13,8	68,3	91,9	31,0	69,0
		1,0	0,20	15,6	77,3	108,5	29,5	77,9
		1,0	0,20	16,1	79,1	111,8	28,4	80,0
		1,0	0,20	17,2	85,1	125,8	27,9	85,8
		1,0	0,20	18,2	90,0	135,3	26,7	90,6
Prosjek			**0,20**	**16,2**	**80,0**	**114,7**	**28,7**	**80,7**

Prilog 6. Rezultati ispitivanja za širinu reza 1,5 mm i različite dubine.

Br. nosača	Širina reza *w*	Dubina reza *d*	Prosječne vrijednosti		Prosječne vrijednosti sila			Specifična energija rezanja
			Obujam reza	Energija rezanja	F_C	F_f	F_n	
	(mm)	(mm)	(cm^3)	(J)	(N)	(N)	(N)	(MJ/m^3)
PM3	1,5	0,2	0,07	10,4	51,1	33,0	73,9	144,7
		0,2	0,07	7,1	34,9	24,3	42,0	98,7
		0,2	0,07	7,4	36,3	27,0	42,8	102,9
		0,2	0,07	7,7	38,0	33,1	43,6	107,4
		0,2	0,07	7,4	36,6	35,1	38,7	103,4
Prosjek		**0,2**	**0,07**	**7,99**	**39,3571**	**30,49717**	**48,17354**	**111,433362**
PM3	1,5	0,4	0,10	8,7	43,0	43,8	37,0	84,8
		0,4	0,10	9,7	47,9	52,5	42,3	94,2
		0,4	0,10	10,9	54,1	59,1	48,5	106,2
		0,4	0,10	11,0	54,6	63,0	45,7	107,3
		0,4	0,10	10,2	50,3	59,0	40,2	99,0
Prosjek		**0,4**	**0,10**	**10,12**	**49,98659**	**55,50222**	**42,73459**	**98,3033179**
PM3	1,5	0,6	0,15	12,1	59,8	72,5	40,4	78,6
		0,6	0,15	13,0	64,0	79,4	42,9	83,9
		0,6	0,15	13,1	64,7	83,5	39,2	84,9
		0,6	0,15	14,3	70,6	91,7	39,9	92,7
		0,6	0,15	14,5	71,8	94,2	45,1	94,0
Prosjek		**0,6**	**0,15**	**13,40**	**66,1912**	**84,25695**	**41,50377**	**86,8197361**
PM3	1,5	0,8	0,17	14,2	70,2	90,3	32,4	84,9
		0,8	0,17	13,9	68,7	93,2	33,9	83,3
		0,8	0,17	15,1	74,6	103,3	33,6	90,4
		0,8	0,17	14,6	72,2	103,3	29,9	87,5
		0,8	0,17	14,3	70,8	101,8	29,2	85,5
Prosjek		**0,8**	**0,17**	**14,43**	**71,28752**	**98,36931**	**31,79578**	**86,2960303**
PM3	1,5	1,0	0,29	16,7	81,9	96,0	56,3	57,0
		1,0	0,29	17,0	83,3	109,1	40,0	57,8
		1,0	0,29	18,4	91,0	121,1	45,8	62,8
		1,0	0,29	19,7	97,4	137,7	39,9	67,2
		1,0	0,29	20,0	98,9	141,5	39,7	68,3
Prosjek			**0,29**	**18,38**	**90,50346**	**121,0915**	**44,35168**	**62,6492637**

Prilog 7. Rezultati ispitivanja i širinu reza 2,0 mm i različite dubine.

Br. nosača	Širina reza *w*	Dubina reza *d*	Prosječne vrijednosti		Prosječne vrijednosti sila			Specifična energija rezanja
			Obujam reza	Energija rezanja	F_C	F_f	F_n	
	(mm)	(mm)	(cm^3)	(J)	(N)	(N)	(N)	(MJ/m^3)
PM3	2,0	0,2	0,12	13,0	64,6	52,5	73,1	112,6
		0,2	0,12	11,6	57,0	50,6	67,5	100,0
		0,2	0,12	12,2	60,6	52,3	69,9	105,6
		0,2	0,12	11,8	58,3	52,1	63,4	101,7
		0,2	0,12	11,9	58,8	52,9	65,7	102,5
Prosjek		**0,2**	**0,1157909**	**12,098567**	**59,85866**	**52,09928**	**67,93811**	**104,486318**
PM3	2,0	0,4	0,18	18,52	91,67	60,12	135,43	104,29
		0,4	0,14	14,01	69,18	93,12	31,35	96,78
		0,4	0,14	13,52	67,01	78,30	47,93	93,39
		0,4	0,14	11,64	57,62	71,71	38,16	80,43
		0,4	0,14	12,86	63,61	74,93	47,45	88,86
Prosjek		**0,4**	**0,1513001**	**14,1084482**	**69,81776**	**75,6352**	**60,0628**	**92,7475643**
PM3	2,0	0,6	0,18	15,0	74,0	73,8	64,1	84,4
		0,6	0,18	12,9	63,7	74,4	47,0	72,8
		0,6	0,18	14,7	72,2	81,2	57,8	82,5
		0,6	0,18	15,1	74,8	88,2	58,6	85,1
		0,6	0,18	15,1	74,9	88,7	57,6	85,2
Prosjek		**0,6**	**0,1775461**	**14,5607309**	**71,90203**	**81,25403**	**57,02359**	**82,0109964**
PM3	2,0	0,8	0,23	15,9	78,5	88,1	60,4	68,5
		0,8	0,23	15,8	77,9	95,3	48,2	68,1
		0,8	0,23	17,7	87,9	110,4	57,3	76,6
		0,8	0,23	18,7	92,5	116,8	56,9	80,8
		0,8	0,23	16,7	82,7	109,7	44,0	72,0
Prosjek		**0,8**	**0,2315818**	**16,9544032**	**83,89686**	**104,0489**	**53,34641**	**73,2112803**
PM3	2,0	1,0	0,32	18,4	90,3	91,7	77,0	56,6
		1,0	0,32	17,7	87,7	105,3	60,0	54,7
		1,0	0,32	19,3	95,0	124,0	54,3	59,5
		1,0	0,32	19,3	95,2	128,8	50,0	59,4
		1,0	0,32	19,6	97,0	129,8	47,6	60,6
Prosjek			**0,3242146**	**18,854242**	**93,02976**	**115,9251**	**57,76155**	**58,1535906**