Torzija i nateg kod usmjerenog bušenja

Šegota, Matea

Master's thesis / Diplomski rad

2015

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:169:754869

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-25**

Repository / Repozitorij:

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

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
RUDARSKO-GEOLOŠKO- NAFTNI FAKULTET
Diplomski studij naftnog rudarstva

TORZIJA I NATEG KOD USMJERENOG BUŠENJA

Diplomski rad

Šegota Matea
N-142

Zagreb, 2015.

Sveučilište u Zagrebu
Rudarsko-geološko-naftni fakultet

Diplomski rad

TORZIJA I NATEG KOD USMJERENOG BUŠENJA

MATEA ŠEGOTA

Diplomski rad izrađen: Sveučilište u Zagrebu
Rudarsko-geološko-naftni fakultet
Zavod za naftno inženjerstvo
Pierrotijeva 6, 10002 Zagreb

SAŽETAK

Prekomjerne vrijednosti torzije i natega mogu uzorkovati negativne posljedice na sam tijek izrade usmjerenih bušotina. Pretpostavka kod usmjerenog bušenja jest da su i torzija i nateg posljedica uglavnom trenja koje se javlja između niza bušaćeg alata i stijenki kanala bušotine. Modeliranje i predviđanje vrijednosti torzije i natega temelji se na dva osnovna modela: standardnom analitičkom modelu te numeričkom modelu koji se temelji na metodi konačnih elemenata. Isto tako, moguće je primijeniti određene postupke u cilju smanjenja prekomjernih vrijednosti torzije i natega. Ti postupci uključuju korištenje alata manje težine, uporabu podmazivača te mehaničkih alatki za smanjenja trenja.

Ključne riječi: torzija, nateg, usmjereno bušenje, trenje, metoda konačnih elemenata.
Diplomski rad sadrži: 55 stranica, 25 slika, 7 tablica, 1 prilog i 18 referenci
Jezik izvornika: hrvatski

Diplomski rad pohranjen: Knjižnica Rudarsko-geološko-naftnog fakulteta, Zagreb

Voditelj: Dr. sc. Zdenko Krištafor, redoviti profesor RGNF-a
Ocjenjivači: Dr. sc. Zdenko Krištafor, redoviti profesor RGNF-a
Dr. sc. Nediljka Gaurina-Međimurec, redoviti profesor RGNF-a
Dr. sc. Borivoje Pašić, docent RGNF-a

Datum obrane: 24. 09. 2015.

University of Zagreb
Faculty of Mining, Geology
and Petroleum Engineering

Master's Thesis

TORQUE AND DRAG IN DIRECTIONAL DRILLING

MATEA ŠEGOTA

Thesis completed in: University of Zagreb
Faculty of Mining, Geology and Petroleum Engineering
Petroleum Engineering Department,
Pierottijeva 6, 10000 Zagreb

ABSTRACT

Excessive values of torque and drag can cause negative outcome regarding to proces of drilling directional wells. Speaking about directional drilling, the main assumption is that both: torque and drag, are effect of frictional force caused by contact between drillstring and wellbore. Mathematical modeling and predicting the values of those two parameters is based on two basic models: standard analytic and numerical model. Numerical model is based on finite element analysis. As well, it is possible to apply specific procedures in order to reduce excessive values of torque and drag. Those procedures include: usage of lighter drilling tools, usage of industrial lubricants and mechanical tools for reducing the friction.

Keywords: torque, drag, directional drilling, friction, finite element analysis.
Thesis contains: 55 pages, 25 figures, 7 tables, 1 enclosure i 18 references
Original in: Croatian
Thesis deposited in: Library of Faculty of Mining, Geology and Petroleum Engineering
Supervisor: PhD. Zdenko Krištafor, Full Professor
Reviewers: PhD. Zdenko Krištafor, Full Professor
PhD. Nediljka Gaurina-Međimurec, Full Professor
PhD. Borivoje Pašić, Assistant Professor

Date of defense: September 24th, 2015

SADRŽAJ

POPIS SLIKA ..... **I**
POPIS TABLICA ..... **III**
POPIS KORIŠTENIH OZNAKA I MJERNIH JEDINICA ..... **IV**

1. UVOD **1**

2. USMJERENO BUŠENJE **2**
2.1. Primjene usmjerenog bušenja **2**
2.2. Bušaći sustavi za izradu usmjerene bušotine **3**
2.3. Niz bušaćeg alata **11**
2.3.1. Kriteriji dizajna 12

3. TORZIJA I NATEG **16**
3.1. Nateg **16**
3.2. Torzija **17**
3.3. Parametri koji utječu na torziju i nateg **17**
3.3.3. Izvijanje 20

4. MATEMATIČKO MODELIRANJE TORZIJE I NATEGA **21**
4.1. Standardni analitički model **21**
4.1.5. Primjena modela: analiza 2D bušotine putanje S- oblika 30
4.2. Metoda konačnih elemenata **36**

5. NAČINI SMANJENJA TORZIJE I NATEGA **42**
5.1. Smanjenje normalne sile **42**
5.1.1. Dizajn putanje kanala bušotine 42
5.1.2. Smanjenje težine alata: uporaba aluminijskih bušćih šipki 43
5.2. Smanjenje koeficijenta trenja **44**
5.2.1. Uporaba podmazivača 44
5.2.2. Čišćenje kanala 45
5.2.3. Ko-polimerne perle 46

5.2.4. Mehanički postupci 46

6. PRIMJERI IZ PRAKSE 48

6.1. Primjer bušotine u Sjevernom moru 48

6.2. Bušotina #1 50

7. ZAKLJUČAK 52

8. LITERATURA 53

POPIS SLIKA

Slika 2-1. Sklopovi za povećanje kuta otklona 4
Slika 2-2. Sklopovi za smanjenje kuta otklona 4
Slika 2-3. Sklopovi za održavanje postojećeg kuta otklona 4
Slika 2-4. Standardi sklop s upravljivim motorom 7
Slika 2-5. Motor s podesivim kućištem 8
Slika 2-6. Sustav koji "gura" dlijetko tvrtke Schlimberger 9
Slika 2-7. Hidrauličke papuče pri pravocrtnom i usmjerenom bušenju 10
Slika 2-8. Sustav koji "usmjerava" dlijeto 11
Slika 2-9. Raspored dionica horizontalne bušotine 13
Slika 3-1. Ravnoteža sila u otklonjenoj dionici 16
Slika 3-2. Sile u nizu bušaćeg alata 18
Slika 4-1. Ravnoteža sila za element niza 25
Slika 4-2. Element cijevi pod nategom u zakrivljenoj dionici 27
Slika 4-3. Nateg i torzija za element cijevi 28
Slika 4-4. Odnos između brzina za vrijeme kombiniranog kretanja 29
Slika 4-6. Sile u nizu bušaćeg alata 34
Slika 4-7. Torzija duž niza bušaćeg alata kada se dlijeto nalazi iznad dna 35
Slika 4-8. Težina niza bušaćeg alata 36
Slika 4-9. Dijagram toka FEA metode za proračun torzije i natega 41
Slika 4-10. Presjek cijevi učvršćene na gornjem kraju 40
Slika 5-1. Ko-polimerne perle 46
Slika 5-2. Prijelaznik za smanjenje trenja 47
Slika 6-1. Usporedba stvarnih rezultat i rezultata dobivenih Landmark programom 49
Slika 6-2. Usporedba Landmark, "Exxon", FEA modela sa stvarnim mjerenjima 50

POPIS TABLICA

Tablica 2-1. Dizajn niza bušaćeg alata 13
Tablica 4-1. Sile u nizu bušaćeg alata za vrijeme manevriranja 32
Tablica 4-2. Proračun torzije kada se dlijeto nalazi iznad dna 33
Tablica 4-3. Prva ulazna datoteka 38
Tablica 4-4. Druga ulazna datoteka 38
Tablica 4-5. Treća ulazna datoteka 38
Tablica 4-6. Usporedba stvarnih rezultata i onih dobivenih FEA metodom 41

POPIS KORIŠTENIH OZNAKA I MJERNIH JEDINICA

A	poprečni presjek (m^2)
BHA	dubinski bušaći sklop *(engl. bottom hole assambley)*
Δd	zazor između niza bušaćeg alata i stijenki kanala (m)
DL	kut oštre promjene zakrivljenosti kanala bušotine *(engl. dogleg)* (°)
DLS	intenzitet promjene zakrivljenosti kanala bušotine *(engl. dogleg severity)* (°/30 m)
E	modul elastičnosti (N/m^2)
F	uzdužna (aksijalna) sila (N)
FEA	model konačnih elemenata *(engl. finite element analysis)*
FF	sila trenja (N)
HL	opterećenje na kuki *(engl. hool load)* (N)
i	broj elemenata
KOP	točka skretanja kanala bušotine *(engl. kick off point)*
KH	koeficijent krutosti
L	duljina (m)
[M]	masena matrica
MD	mjerena dubina *(engl. measured depth)* (m)
MWD	dubinska telemetrij *(engl. measurements while drilling)*
N	normalna sila (N)
R	reakcijska sila podloge (N)
RSS	rotitajući upravljivi sustav *(engl. rotary steerable system)*
T	torzija (kNm)
TVD	stvarna vertikalna dubina *(engl. true vertical depth)*
U	pomak (m)
{U}	vektor pomaka u čvorištu
$\dot{u}$	brzina (m/s)
$\ddot{u}$	ubrzanje (m/s^2)
{u}	vektor pomaka
V	rezultantna brzina (m/s)
V_h	brzina izvlačenja (m/s)
V_r	brzina rotacije (m/s)

W	statička težina (N)
W	jedinična težina (N/m)
α	kut otklona (°)
Δ α	prirast kuta otklona (°)
$\bar{\alpha}$	srednja vrijednost kuta otklona (°)
β	uzgonski faktor
θ	kut oštre promjene zakrivljenosti kanala (°)
μ	faktor trenja
υ	Poissonov koeficijent
ρ	gustoća (kg/m^3)
φ	azimut (ra°)
Δφ	prirast azimuta (°)
ψ	kut kojeg zatvaraju aksijalni i tangencijalni vektor brzina (°)

Indeksi

1	dno elementa
2	vrh elementa
x, y, z	koordinatne osi
o	vanjski dio
i	unutarnji dio

1. UVOD

Jedna od prednosti usmjerenog bušenja je omogućavanje proizvodnje iz velikih proizvodnih intervala budući da se buši kroz ležište pod određenim kutom. To znači, što je bušotina pod većim kutom otklona veća količina ugljikovodika će se pridobiti kroz jednu bušotinu zbog toga što je kontakt bušotine s ležišnom stijenom veći. Vrlo je često u primjeni model izrade usmjerene bušotine dovođenjem njene putanje do horizontale što podrazumijeva kut od 90° u odnosu na vertikalnu os.

Trenje između niza bušaćeg alata i stijenki kanala je kritičan faktor kod dosezanja određenih dubina prilikom izrade usmjerenih bušotina. Stoga je od velike važnosti kontinuirano pratiti torziju i nateg kako bi se te vrijednosti održavale u određenim granicama. Iz tog razloga, modeliranje torzije i natega se smatra neophodnim procesom smanjenja/uklanjanja bušotinskih problema u različitim fazama izrade usmjerene bušotine. Analiza torzije i natega se pokazala korisnom u planiranju izrade kanala bušotine, kako u stvarnom vremenu tako i nakon njene izrade.

Tijekom faze planiranja analiza trenja se koristi kako bi se optimirao dizajn putanje i time kontrolirali torzija i nateg te kontaktne sile između niza bušaćeg alata i stijenki kanala. Modeliranje torzije i natega, zajedno s praćenjem uvjeta u bušotini u stvarnom vremenu tijekom različitih operacija, može biti od velike važnosti kod detektiranja problema vezanih uz čišćenje kanala, diferencijalnog lijepljenja i oštrih promjena zakrivljenosti kanala *(engl. dogleg – DL)*. U analizi nakon izrade kanala bušotine modeliranje torzije i natega pomaže u prepoznavanju stvarnih uzroka bušotinskih problema koji su ranije bili neobjašnjeni ili su povezani s kemijskom interakcijom fluida i stijene.

Prekomjerne vrijednosti torzije i natega mogu imati vrlo negativne posljedice na sam tijek procesa izrade kanala bušotine. Stoga je nužno pratiti i održavati vrijednosti u zadanim granicama. Vrijednosti torzije i natega se mogu smanjiti pravilnim dizajniranjem putanje kanala bušotine, dodavanjem podmazivača u isplaku, kao i korištenjem alata manje težine.

2. USMJERENO BUŠENJE

Usmjereno bušenje jest proces usmjeravanja kanala prema unaprijed odereñenom cilju u podzemlju čije su koordinate po širini ili dužini različite od koordinate ušća bušotine. Varijacije usmjerenih bušotina su:

- bušotine velikog dosega *(engl. extended-reach wells),*
- višekanalne bušotine *(engl. multilateral wells),*
- horizontalne bušotine.

Izrada bušotina velikog dosega omogućava pristup odobalnim rezervama ugljikovodika s kopna, isključujući potrebu za platformom. Rekordna duljina izbušenog kanala bušotine velikog dosega iznosi 12 345 m i ostvarena je u Rusiji, na Sakhalinu. Višekanalno bušenje omogućuje veću kontaktnu površinu s proizvodnom zonom. Prva višekanalna bušotina je izrađena 1953. godine na polju Bashkiria u Rusiji. Glavni kanal je imao devet bočnih kanala. Time se penetracija povećala za 5,5 puta, proizvodilo se iz 17 slojeva, a troškovi su se povećali za samo 1,5 puta u odnosu na konvencionalno bušenje. Horizontalne bušotine se dijele prema duljini radijusa zakrivljenosti na bušotine: dugog radijusa (2-6°/30 m), srednjeg radijusa (6-35°/30 m) i kratkog radijusa (5-10°/m). (Mantle, 2014)

2.1. Primjene usmjerenog bušenja

Moguće primjene usmjerenog načina izrade kanala bušotine su:

- Nedostupne i nepristupačne lokacije,
- više bušotina na jednoj lokaciji – grm bušotina,
- povećanje proizvodnosti po bušotini (horizontalne bušotine),
- pridobivanje iz više slojeva manje debljine (iz jednog glavnog kanala izrađuje se više lateralnih kanala manjeg promjera),
- skretanje kanala ili izrada postojećeg vertikalnog radi daljnje eksploatacije *(engl. re-entry),*
- izrada rasteretne bušotine radi kontrole erupcije,
- izrada usmjerene geotermalne bušotine.

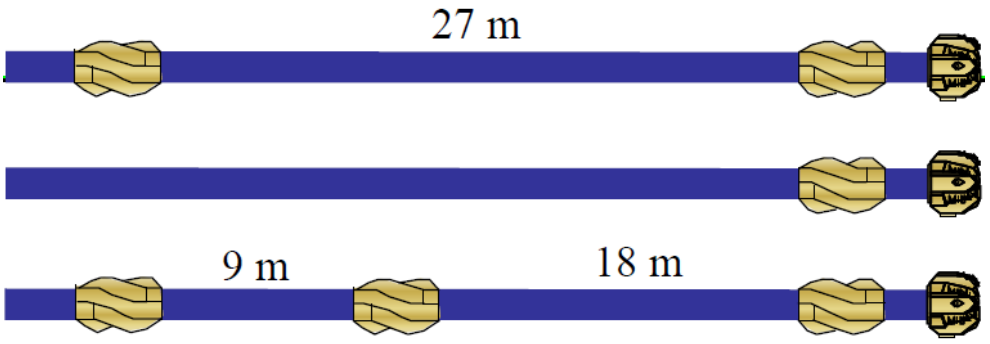
Ležište se može nalaziti ispod točke na površini koja je teško dostupna (rijeka, jezero, planina) ili se nalaziti u naseljenom mjestu. Usmjerene i horizontalne bušotine mogu imati horizontalni doseg veći od 3 km na dubini od samo 1500-2600 m (Gaurina-Međimurec, 2014). Grm bušotina tj. više izrađenih bušotina s jedne platforme predstavlja značajnu ekonomsku uštedu. Problemi tijekom bušenja, poput neuspješne instrumentacije, mogu zahtijevati napuštanje dijela kanala kako bi se zaobišao problematični interval. Kod nekontroliranih erupcija često je potrebno izraditi rasteretne usmjerene bušotine kako bi se omogućila veza s produktivnim slojem. Kod iskorištavanja geotermalne vode koristi se par bušotina; proizvodna za pridobivanje vruće vode iz ležišta i utisna za utiskivanje ohlađene geotermalne vode natrag u ležište. Dno bušotina se mora nalaziti na optimalnoj udaljenosti kako bi se spriječio nagli pad temperature vode.

2.2. Bušaći sustavi za izradu usmjerene bušotine

U počecima, usmjereno bušenje je uključivalo jednostavan rotirajući bušaći sklop te upravljanje parametrima režima bušenja, brzinom bušenja, geometrijskim sastavom niza alata kako bi se izradila bušotina željene putanje. Promjene u krutosti alata, smještaju stabilizatora, brzini bušenja, opterećenju na dlijeto, promjeru kanala, kutu bušenja i karakteristikama formacije utječu na sposobnost i efikasnost dubinskog bušaćeg sklopa *(engl. bottomhole assembly – BHA).*

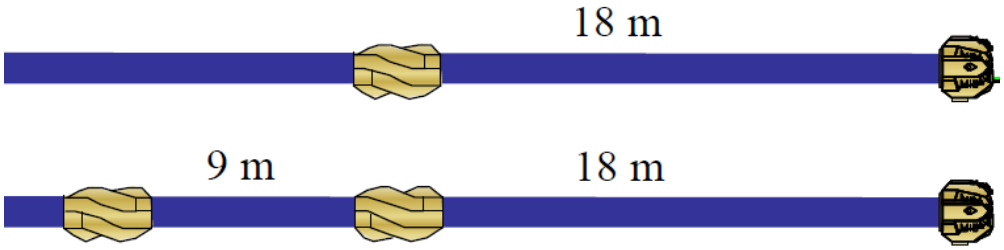
Postavljanjem stabilizatora na različite pozicije u nizu bušaćeg alata, bušač može promijeniti smjer djelovanja bočnih sila na dlijeto i na dubinski bušaći sklop, uzrokujući tako povećanje *(engl. building),* smanjenje *(engl. dropping)* ili održavanje *(engl. holding)* kuta otklona.

- Kod povećanja kuta otklona potrebno je stabilizator smjestiti neposredno iznad dlijeta, zatim sljedeći 15 - 27 m iznad prvog i treći otprilike 9 m iznad drugog. Ovakav sklop djeluje poput oslonca (slika 2-1.).



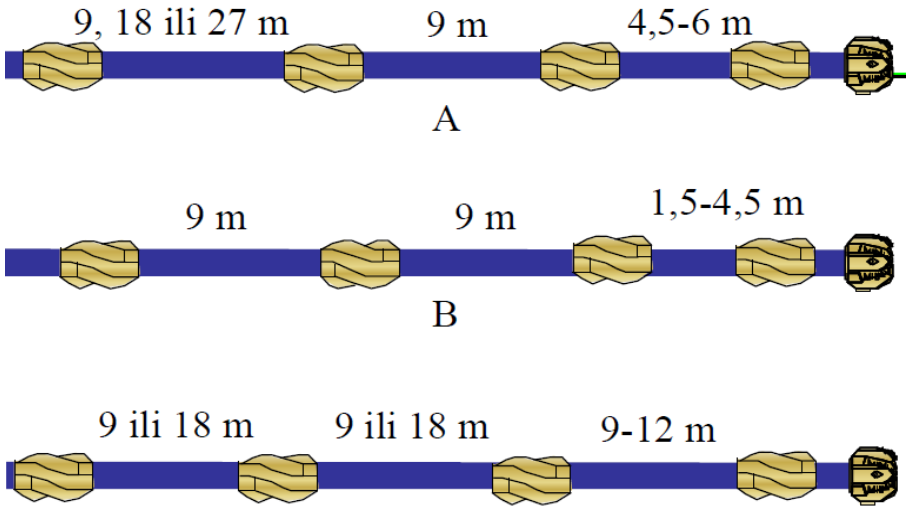
Slika 2-1. Sklopovi za povećanje kuta otklona (Gaurina-Međimurec, 2014)

- Za smanjenje kuta otklona potrebno je prvi stabilizator smjestiti 9 do 27 m iznad dlijeta. Na taj način se sklop ponaša poput njihala, djelujući otklonskom bočnom silom na dlijeto koja će nastojati vratiti kanal bušotine prema vertikali (slika 2-2.).



Slika 2-2. Sklopovi za smanjenje kuta otklona (Gaurina-Međimurec, 2014)

- Kako bi se zadržao postojeći kut otklona, potrebno je ugraditi 3 do 5 stabilizatora na međusobnoj udaljenosti 9 m (slika 2-3.).



Slika 2-3. Sklopovi za održavanje postojećeg kuta otklona (Gaurina-Međimurec, 2014)

Tijekom procesa planiranja izrade kanala mora se uzeti u obzir nekoliko bitnih faktora: intenzitet promjene kuta otklona *(engl. dogleg severity – DLS),* karakteristike dubinskog bušaćeg sklopa, specifikacije niza bušaćeg alata te program zacijevljenja. Ograničenja koja treba uzeti u obzir su specifikacije postrojenja poput maksimalne dopuštene torzije i intenzitet sile dostupne s površine. Isto tako, treba u obzir uzeti i karakteristike formacije. U prošlosti se sav proračun radio ručno dok danas to rade računalni programi.

Usmjeravanje kanala bušotine do određenog cilja izvodi se sljedećih tehnikama (Mantle, 2014) :

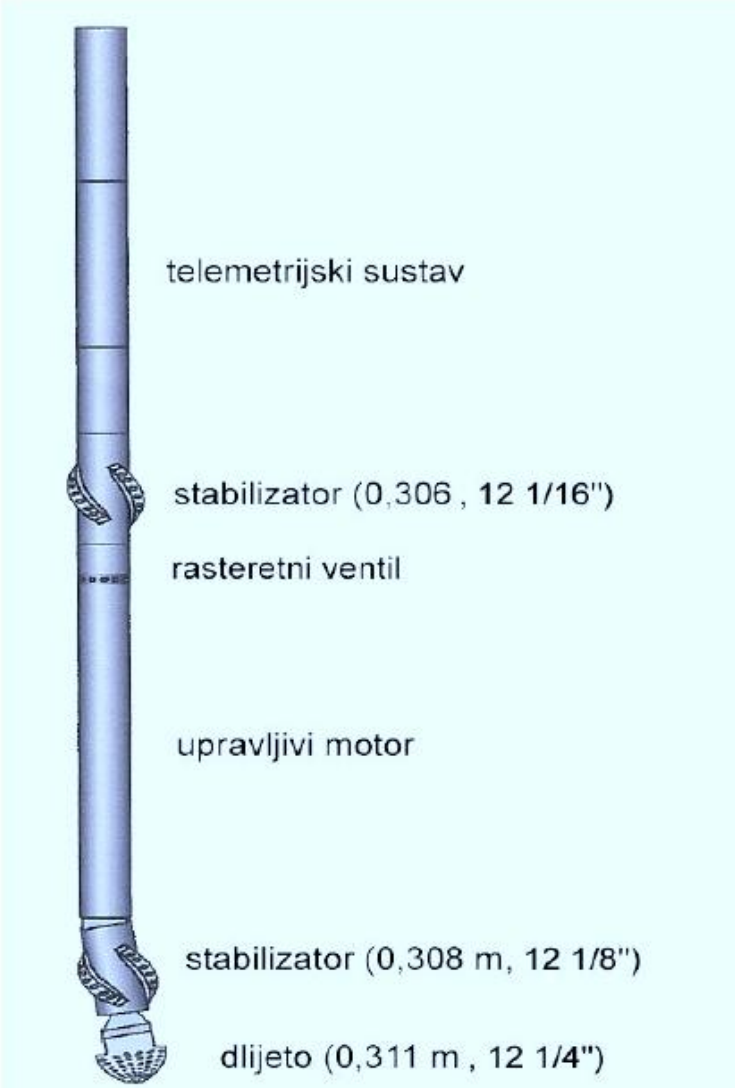
- ***Bušenje uz ispiranje mlazom fluida (engl. jetting) –*** ovakav način izrade kanala se koristi kod bušenja kroz rastresite i nekonsolidirane formacije. Mlazna dlijeta su žrvanjska dlijeta koja u središtu imaju produženu mlaznicu umjesto jednog žrvnja ili jednu veliku mlaznicu i dvije manje. Kanal se usmjerava kliznim ili rotirajućim načinom rada niza bušaćeg alata.
- ***Skretanje kanala (engl. kicking off)*** – skretanje kanala bušotine s jedne putanje na drugu. Broj točaka skretanja ovisi o složenosti planirane putanje.
- ***Bušenje bočnog kanala (engl. sidetracking)*** – skretanje putanje kanala bušotine iz postojeće tj. izrada bočnog kanala. Razlozi mogu biti mnogobrojni, primjerice gubitak alata ili prihvat. Koristi se i kod početnih radova kod izrade višekanalnih bušotina. Ponekad operatori izrađuju vertikalnu bušotinu kako bi se potvrdila stvarna vertikalna dubina ležišta, a nakon toga se izrađuju bočni kanali kako bi se ležište maksimalno raskrilo.
- ***Skretanje kanala pomoću klina (engl. whipstock)*** – duga čelična naprava u obliku klina s konkavnim žlijebom duž njene kose plohe koja se postavlja u kanal bušotine i rabi tijekom procesa bušenja radi skretanja dlijeta od vertikale, pod određenim kutom, i njegova vođenja u smjeru prema kojem je okrenuta kosa užljebljena ploha klina.
- ***Geoupravljanje (engl. geosteering)*** – koristi podatke o formaciji dobivene dubinskom telemetrijom *(engl. measurements while drilling – MWD)* što olakšava bušenje horizontalnih i jako otklonjenih bušotina. Današnji telemetrijski sustavi omogućavaju puno brži i kvalitetniji prijenos podataka što osigurava bolje kontroliranje izrade putanje kanala.
- ***Upravljivi sustavi s motorom*** – većina takvih sustava uključuje uporabu uronjenih motora s podesivim kućištem i stabilizatorima.

- ***Rotirajući upravljivi sustavi (engl. rotary steerable system – RSS)*** – uključuju dva operativna načina izrade kanala bušotine: sustav koji "gura" te sustav koji "usmjerava" dlijeto.

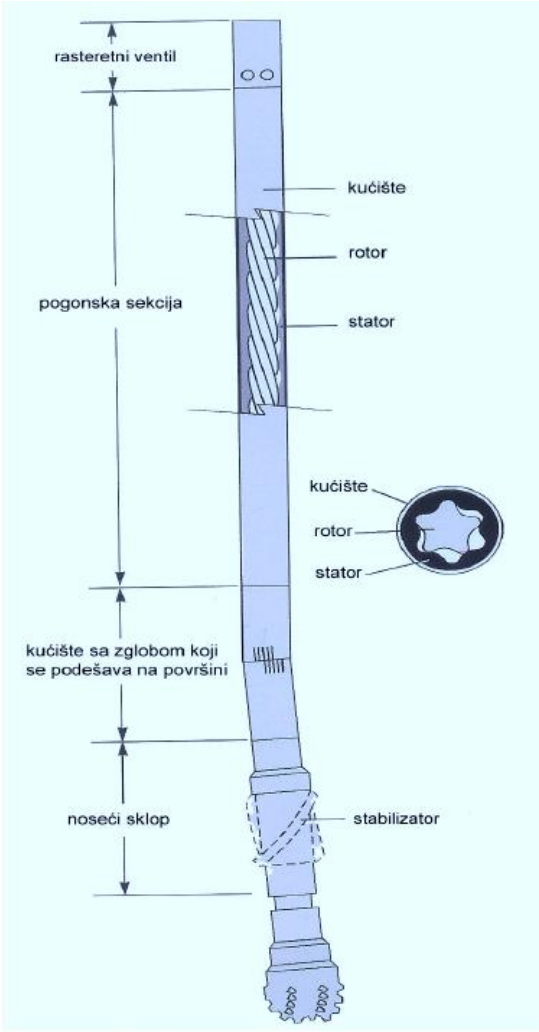
2.2.1. Upravljivi sustavi s motorom

Razvoj dubinskih motora omogućio je značajan napredak u tehnologiji izrade usmjerenih bušotina. Većina takvih sustava koristi uronjene motore s podesivim zakošenim kućištem i stabilizatorom (slike 2-4. i 2-5.). Zakošenjem na kućištu dlijeto se usmjerava u željenom smjeru. Dva su načina rada: klizni *(engl. slide drilling mode)* i rotacijski *(engl. rotational drilling mode).* Kod kliznog načina rada rotira samo dlijeto pokretano motorom. Kućište i motor se orijentiraju u željenom smjeru, a nakon toga dubinski motor sam pokreće dlijeto bez rotacije niza iznad dlijeta. Kod rotacijskog načina rada rotacija na dlijeto se prenosi s površine (rotira niz bušaćih alatki). Maksimalno ostvarivo povećanje kuta otklona postiže se isključivo kliznim načinom rada. Telemetrijski sustav prati i kontrolira putanju, a podaci se šalju na površinu putem isplake (Moody et al., 2004).

Najveći nedodstatak kliznog načina rada je mogućnost prihvata nerotirajućih alatki. Za vrijeme takvog rada alatke leže na donjoj stijenci kanala bušotine što uzrokuje promjenjive brzine protjecanja isplake oko alatki. Time je smanjena efikasnost čišćenja kanala. Isto tako, promjene načina rada iz kliznog u rotacijski uzrokuje krivudavost kanala bušotine što uzrokuje povećanje trenja. Trenje koje se javlja umanjuje mehaničku brzinu bušenja do te mjere da je nekada nemoguće nastaviti bušenje.



Slika 2-4. Standardi sklop s upravljivim motorom (Baker Hughes Inteq., 1997)



Slika 2-5. Motor s podesivim kućištem (Baker Hughes Inteq., 1997)

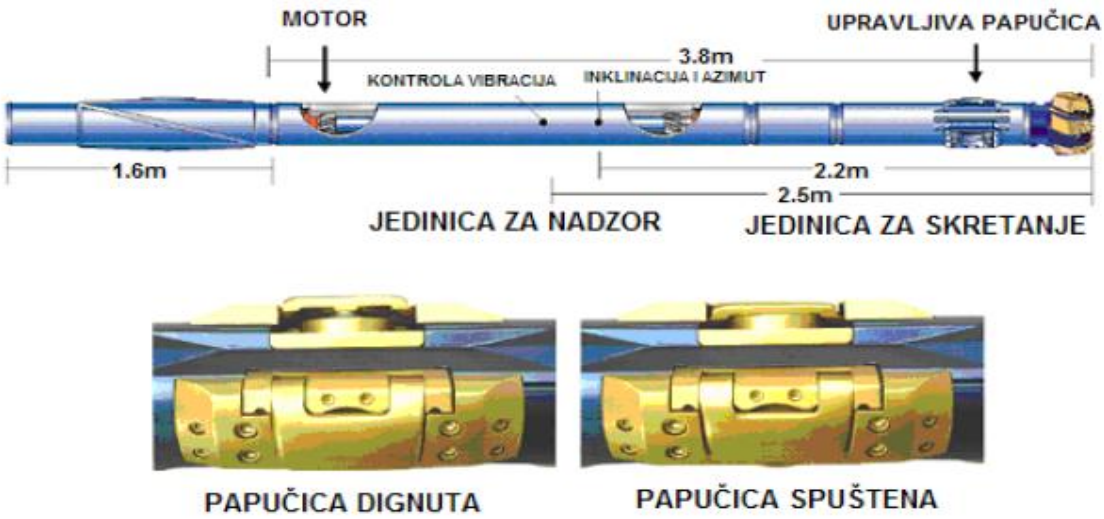
2.2.2. Rotirajući upravljivi sustavi

Dubinski motori i rotirajući upravljivi sustavi *(engl. rotary steerable system - RSS)* su alatke koje se koriste kod usmjerenog bušenja, uz veliku efikasnost i preciznost. Primjenom rotirajućih upravljivih sustava, kontinuiranom rotacijom niza bušaćeg alata, riješena je većina problema koji se javljaju kod primjene dubinskih upravljivih motora. Riješeni su problemi vezani uz čišćenje kanala bušotine, stijenke kanala su zaglađenije, a usmjeravanje puno preciznije. Postoje dva operativna principa usmjeravanja kanala bušotine pomoću rotirajućih upravljivih sustava:

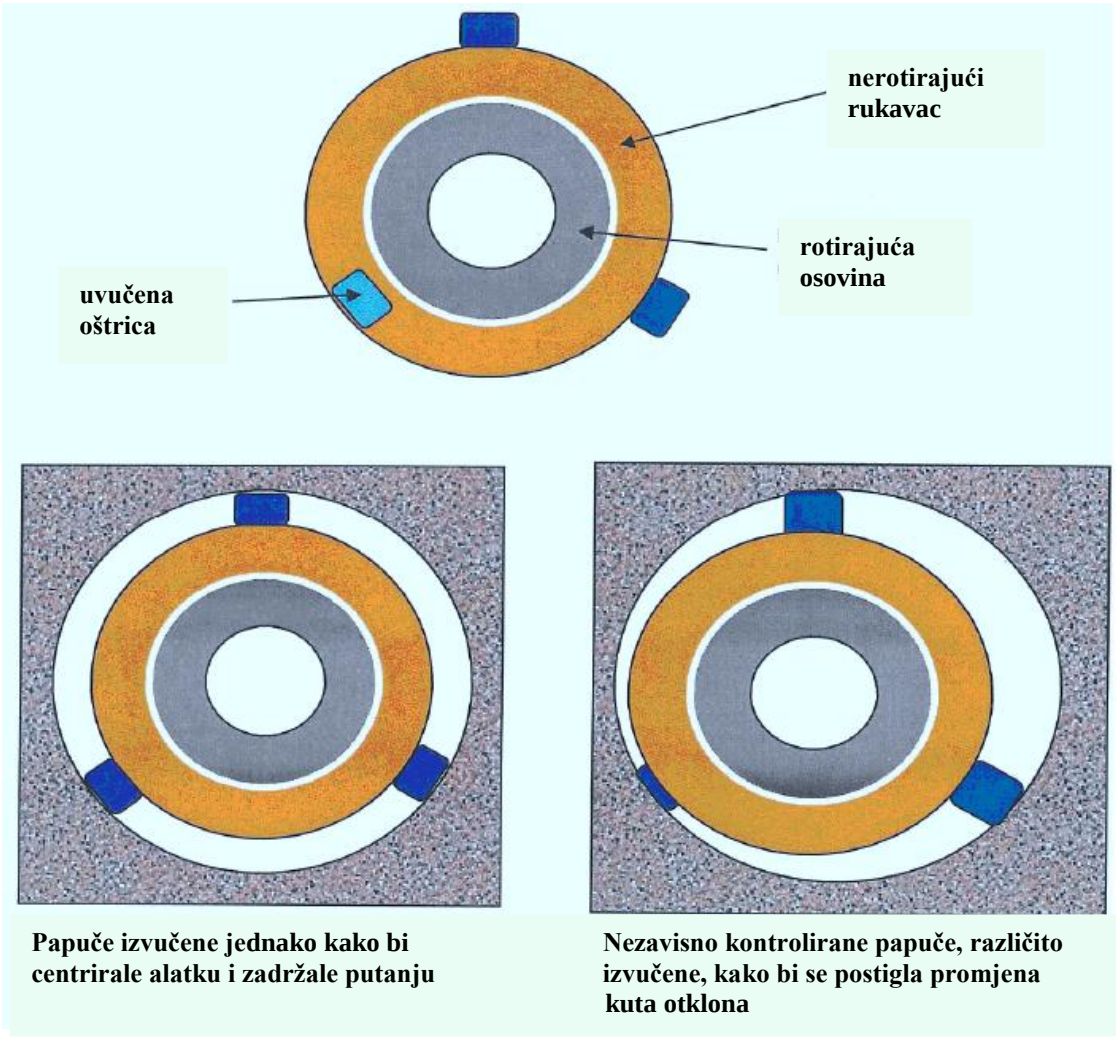
- sustav koji "gura" dijeto *(engl. push the bit)* i
- sustav koji "usmjerava" dlijeto pomoću zglobne osovine *(engl. point the bit).*

Sustav koji "gura" dlijeto sastoji se od kontrolne jedinice i jedinice za skretanje. Jedinica za skretanje se nalazi neposredno iznad dlijeta te upravlja njime jednostavnim dodavanjem bočnog opterećenja preko izvlačivih papuča neposredno iznad dlijeta. Papučicama se upravlja pomoću toka isplake kroz ventil koji iskorištava razliku tlakova isplake između unutrašnjeg i vanjskog dijela jedinice.

Kontrolna jedinica se nastavlja na jedinicu za skretanje te daje snagu i smjer bočnih sila potrebnih za postizanje željene putanje. Pričvršćena je ležajevima tako da se slobodno okreće oko osi niza bušaćeg alata. Senzori akceleratora i magnetometra daju informacije o kutu otklona i azimutu dlijeta (slika 2-6.).

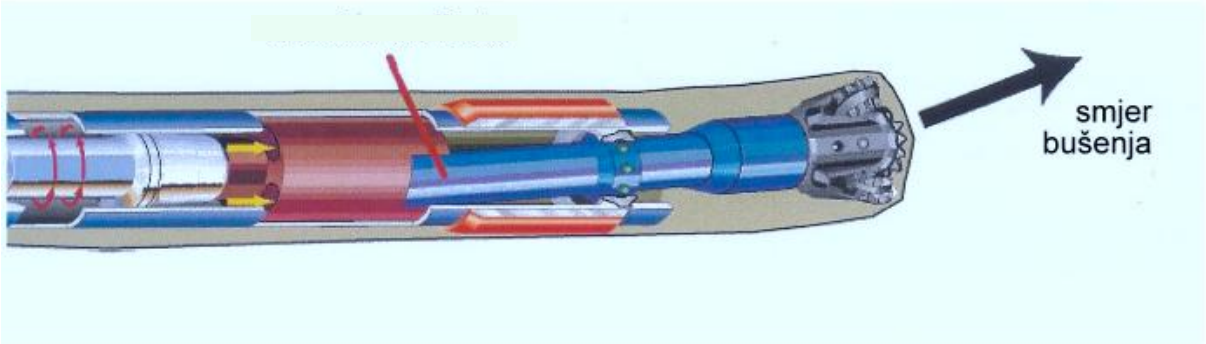


Slika 2-6. Sustav koji "gura" dlijeto tvrtke Schlimberger (Downton, 2000)



Slika 2-7. Hidrauličke papuče pri pravocrtnom i usmjerenom bušenju (Moody et al., 2004)

Kod sustava koji "usmjerava" dlijeto, lice dlijeta je usmjereno u željenom smjeru i nije potrebno bočno opterećenje. Jezgra sustava je dio za upravljanje, a sadrži mehanizam za "usmjeravanje" i univerzalnu spojnicu koja prenosi torziju i opterećenje na dlijeto. Kontrola motora se ostvaruje preko dijela koji sadrži senzore i elektronički sklop. Senzori prate rotaciju šipki i motora te smjer i kut otklona. Snaga za pokretanje se ostvaruje putem turbina i alternatora (slika 2-8.).



Slika 2-8. Sustav koji "usmjerava" dlijeto (Hahne, 2004)

Prednosti rotirajućih upravljivih sustava uključuju veliko povećanje mehaničke brzine bušenja, bolje čišćenje kanala i precizniju kontrolu putanje. Također, izrađeni kanal ima glatke stijenke i nominalni promjer što je vrlo važno u kasnijim fazama konstrukcije bušotine.

Postoje i određeni nedostaci ovakvih sustava. Primarno, sva potrebna mehanička snaga dolazi s površine. Kod "složenih" bušotina velikih dubina ogromna količina energije se troši na svladavanje trenja između stijenki kanala bušotine i niza bušaćih alatki. Zatim, velika brzina rotacije može izazvati mehanička oštećenja; troše se cijevi te može doći do njihovog odvrtanja. Konačno, pouzdanost bušaćeg sklopa može biti smanjena pretjeranom dinamikom bušenja jer kod ovakvog sustava nema razdvajanja dinamičkih svojstava rada dlijeta od bušaćeg sklopa iznad. Torzijalne vibracije mogu nastati zbog trenja niza bušaćeg sklopa neposredno iznad dlijeta.

2.3. Niz bušaćeg alata

Niz bušaćih alatki uključuje sve komponente, odnosno ukupan niz alatki (šipki) za bušenje od isplačne glave do dlijeta, koje rotiraju primjenom pogona vrtnje na površini. Bušaći niz, prema tome, uključuje radnu šipku, bušaće šipke, teške šipke te ostale komponente – poput stabilizatora, proširivača kanala bušotine do nazivnog promjera, proširivača kanala bušotine za održavanje promjera, proširivača intervala kanala bušotine te samo dlijeto. Kod izrade usmjerenih bušotina, kao i kod konvecionalnih, niz bušaćeg alata treba ispunjavati sljedeće zahtjeve:

- prenositi i podnositi aksijalna opterećenja (opterećenje na dlijeto),
- prenositi i podnositi torzijalna opterećenja (rotacija),
- omogućiti podešavanje hidrauličkih parametara.

Jedna od važnijih razlika usmjerenog bušenja u odnosu na vertikalno jest ta što kod usmjerenog bušenja dubinski bušaći sklop naliježe na stijenku kanala. To uvelike smanjuje opterećenje na dlijeto. Iz tog razloga, niz bušaćeg alata je potrebno staviti pod tlačno opterećenje kako bi se opterećenje prenijelo do dlijeta kroz zakrivljenu i horizontalnu dionicu. To pak s druge strane može dovesti do izvijanja niza bušaćeg alata ukoliko je izložen prekomjernom tlačnom opterećenju. Težina niza bušaćeg alata u horizontalnoj dionici treba biti minimizirana kako bi se smanjile sile trenja između alata i stijenki kanala. Kako bi se ipak ostvarilo potrebno opterećenje na dlijeto, u vertikalnoj sekciji se koriste teške bušaće šipke. Osnovni cilj kod dizajniranja niza alata u horizontalnoj dionici jest svladavanje sila trenja koja se manifestira povećanjem natega i torzije.

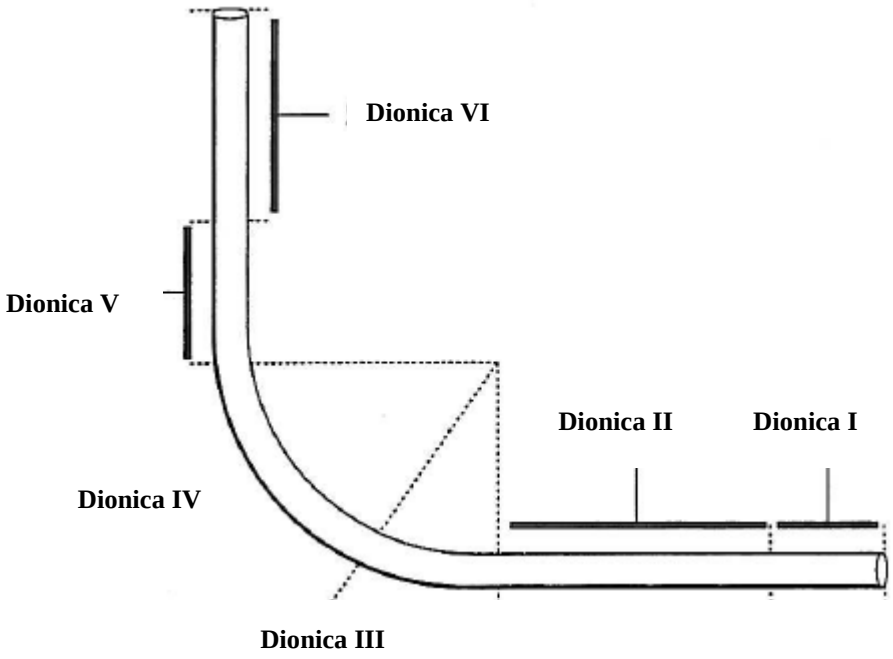
2.3.1. Kriteriji dizajna

Prilikom dimenzioniranja niza bušaćeg alata, kod proračuna torzije i natega, najčešće se koriste sljedeća pravila (Sperry-Sun Drilling Services, 1992) :

- Niz bušaćeg alata treba biti pravilno dimenzioniran na vlačna naprezanja. Kod dimenzioniranja konvencionalnog bušaćeg niza potrebno je osigurati najmanje 445 kN između očekivane težine bušaćeg niza (opterećenje na kuki umanjeno za težinu pomičnog koloturja i radne šipke) i vlačnog kapaciteta gornje sekcije bušaćih šipki (API RP7G). Druga mogućnost dimenzioniranja vlačnih naprezanja je modeliranje vlačnog opterećenja tako da se dlijeto optereti s 222,5 kN kako bi se simuliralo opterećenje potrebno za aktiviranje škara, te osigurati 222,5 kN natega na površini, umjesto 445 kN.
- Niz bušaćeg alata treba biti pravilno dimenzioniran za torzijalna naprezanja. Uobičajena praksa nalaže maksimalno dozvoljenu torziju u iznosu od 80% od standaradom propisane (API RP7G).

- Niz bušaćeg alata treba biti dimenzioniran tako da se spriječi izvijanje niza. Izvijanje se može spriječiti korištenjem odgovarajućih šipki u dionicama koje su izložene tlačnim naprezanjima.

Niz bušaćeg alata treba dizajnirati tako da osigura potrebno opterećenje na dlijeto, uzrokuje minimalnu torziju i nateg te osigura adekvatne hidrauličke uvjete. Optimalan dizajn usmjerenih bušotina uključuje do 6 odvojenih dionica (slika 2-9.) (Sperry-Sun Drilling Services, 1992).



Slika 2-9. Raspored dionica horizontalne bušotine (Sperry-Sun Drilling Services, 1992)

Tablica 2-1. Dizajn niza bušaćeg alata (Sperry-Sun Drilling Services, 1992)

Dionica	Alat	Funkcija	Željeno svojstvo	Željena zadaća
I	Dubinski bušaći sklop	Usmjeravanje	Krutost, mala težina	Minimizirati torziju i nateg
II	Bušaće šipke	Prijenos opterećenja	Krutost, Mala težina	Minimizirati torziju i nateg, osigurati otpornost na izvijanje

III	Teške ili teške bušaće šipke	Prijenos opterećenja	Krutost, mala težina	Minimizirati torziju i nateg, povećati otpornost na izvijanje
IV	Teške bušaće šipke	Ostvarenje i prijenos opetrećenja	Krutost, srednja težina	Povećati otpornost na izvijanje
V	Teške bušaće ili teške šipke	Ostvarenje opterećenja	Velika težina	Prijelazna komponenta (tlačno i vlačno)
VI	Bušaće šipke	Podnošenje opterećenja	Velika vlačna otpornost, granična torzija	Osigurati adekvatnu otpornost na vlačna i tlačna opterećenja

Dionica I

Dubinski bušaći sklop uključuje dlijeto, motor, nemagnetske teške šipke i MWD alatke. Alatke u ovoj dionici imaju zadaću kontrole putanje kanala, ali ne pridonose opterećenju na dlijeto. U stvari, alatke trebaju imati što manju težinu kako bi se minimizirali torzija i nateg.

Dionica II

Horizontalna dionica, prenosi aksijalna i torzijalna opterećenja za vrijeme bušenja/manevriranja. Mora podnositi tlačna opterećenja bez izvijanja, ali isto tako treba biti male jedinične težine kako bi se minimizirali torzija i nateg. Obično se koriste bušaće šipke najvećeg vanjskog promjera.

Dionica III

Donja zakrivljena dionica, 60°-90°. Šipke moraju biti dimenzionirane tako da podnesu aksijalna i torzijalna opterećenja, a istovremeno izdrže sva naprezanja na savijanje koja se javljaju uslijed rotacije šipki u gornjoj sekciji. Većina težine alata u ovoj visoko zakrivljenoj dionici leži na donjoj stijenci kanala bušotine i time vrlo malo pridonosi opterećenju na dlijeto. Obično se koriste teške ili teške bušaće šipke.

Dionica IV

Gornja zakrivljena dionica, 0°-60°. Šipke u ovoj dionici trebaju biti otporne na izvijanje i izdržati naprezanja na savijanje koja se javljaju uslijed rotacije šipki u dionici iznad. Izvijanje alata je ograničavajući faktor za ovu dionicu, a težina alata značajno pridonosi opterećenju na dlijeto. Obično se koriste teške bušaće šipke.

Dionica V

Vertikalna dionica iznad točke skretanja kanala *(engl. kick off point - KOP).* Težina alata u ovoj dionici zajedno s onom iz dionice IV, daje ukupno opterećenje na dlijeto. U tu svrhu koriste se teške ili teške bušaće šipke. Ukoliko se koriste teške šipke, ugrađuju se iznad KOP kako bi se smanjila izloženost naglim zakrivljenostima kanala i smanjila mogućnost loma alata uslijed zamora materijala. Uporaba teških šipki zahtjeva detaljnu analizu hidrauličkih parametara. Ova dionica vrlo malo pridonosi povećanju torzije i natega zbog činjenice što se radi o vertikalnoj dionici, a naprezanje u nizu bušaćeg alata je malo.

Dionica VI

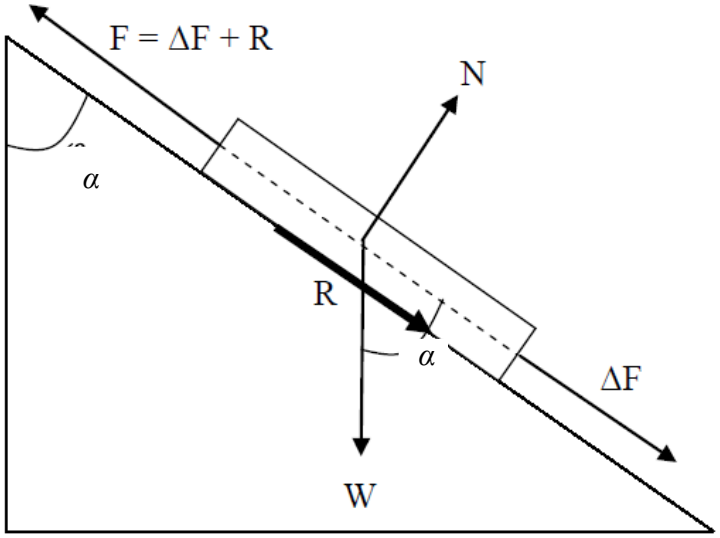
Vertikalni dio do površine. Bušaća kolona je u ovoj dionici pod nategom. Šipke moraju biti dimenzionirane tako da podnesu sva aksijalna i torzijalna opterećenja za vrijeme bušenja i manevriranja, s dovoljnim sigurnosnim faktorom. Šipke se u ovoj dionici odabiru s obzirom na torziju i nateg i hidrauličke zahtjeve.

3. TORZIJA I NATEG

Problem torzije i natega je posebice i uglavnom povezan s horizontalnim bušotinama, bez obzira na uzroke. U dubokim, otklonjenim bušotinama ta dva faktora mogu biti kritična za uspješan završetak izrade bušotine.

3.1. Nateg

Nateg se definira kao razlika između težine alata koji slobodno rotira i sile potrebne za kretanje alata prema dolje odnosno prema gore u kanalu bušotine. Sila natega kod kretanja alata prema gore (*engl. pick-up drag force*) je obično veća u odnosu na težinu alata koji slobodno rotira dok je sila nasjedanja (*engl. slack off drag force*) manja u odnosu na težinu alata kod rotacije. Također, sila natega je veća u odnosu na uzdužno trenje koje se javlja u kanalu tj. nateg se javlja kako bi se prevladalo trenje u otklonjenim dionicama kanalima.



Slika 3-1. Ravnoteža sila u otklonjenoj dionici (Tveitdal, 2011)

Gdje su:

F – uzdužna sila [N]

N – normalna sila [N]

W – težina [N]

α - kut otklona [°]

3.2. Torzija

Torzija se u kontekstu bušenja definira kao moment koji je potrebno ostvariti kako bi došlo do rotiranja niza alata. Torzija se s niza bušaćeg alata prenosi na dlijeto. Gubitak dijela torzije zbog trenja uzrokuje smanjenje torzije na dlijetu, a time i smanjenu efikasnost razrušavanja formacije. U idealnom slučaju vertikalne bušotine, gubitak torzije će biti jednak nuli, osim neznatnog gubitka koji se javlja uslijed kontakta bušaćeg niza i isplake *(engl. viscous drag force*). Ta sila ovisi o svojstvima isplake, brzini izvlačenja alata, režimu bušenja, vanjskom promjeru alata te promjeru kanala. U otklonjenim bušotinama, gubitak torzije može biti ograničavajući faktor u dosezanju željene dubine, posebice kod složenih bušotina i bušotina velikog dosega. Matematički, veličina torzije je proporcionalna radijusu rotacije, koeficijentu trenja i normalnoj sili koja se javlja okomito na stijenku kanala bušotine.

3.3. Parametri koji utječu na torziju i nateg

Brojni su parametari koji utječu na torziju i nateg, uključujući dizajn putanje kanala bušotine, diferecijalni prihvat, loše čišćenje kanala, smanjeni promjer kanala bušotine, trenje uslijed kontakta alata sa stijenkom kanala. Svi ti pokazatelji povezani su s uvjetima u kanalu bušotine.

3.3.1. Trenje

Pretpostavka je da su i torzija i nateg posljedica uglavnom trenja koje se javlja uslijed kontakta između niza bušaćeg alata i stijenki kanala. Dva su važna faktora koja uzrokuju trenje - normalna sila i koeficijent trenja koji se javlja između kontaktnih površina. Produkt ta dva faktora predstavlja veličinu sile trenja. Ukoliko se dva tijela nalaze u stanju mirovanja, tada se govori o statičkom trenju koje je veće u odnosu na dinamičko trenje *(engl. sliding friction).* U stvarnosti, faktor trenja nije samo jedan parametar; on obuhvaća različite faktore koji uključuju podmazivost isplake, nakupine krhotina *(engl. cutting beds),* žljebove na stijenkama kanala *(engl. key seats),* diferencijalni prihvat, DLS te efekt klipovanja.

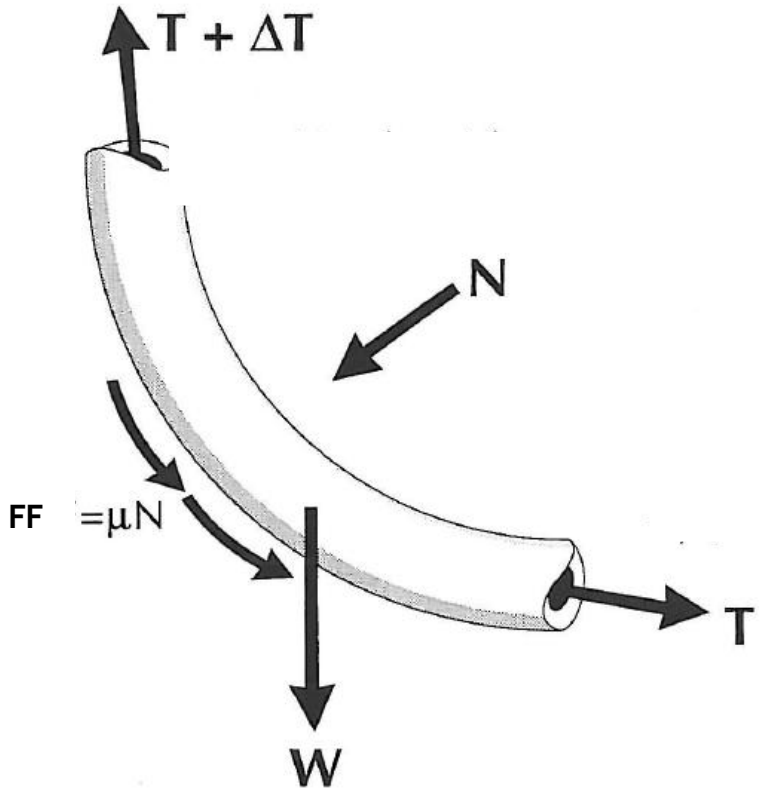
Sile koje se javljaju u tom dinamičkom sustavu su sile uzgona, aksijalne sile, sile trenja i normalna sila koja je okomita na kontaktnu površinu kanala (slika 3-2.). Određivanje vrijednosti normalne sile je prvi korak u proračunu sile trenja na odabrani element niza bušaćeg alata. Sila trenja je definirana kao otpor kretanju šipki i jednaka je umnošku koeficijenta trenja i normalne sile (Fazaelizadeh, 2013):

$$FF = \mu \times N \tag{3-1.}$$

gdje su:

FF – sila trenja [N]

μ – koeficijent trenja [-]



Slika 3-2. Sile u nizu bušaćeg alata (Sperry-Sun Drilling Services, 1992)

Na slici 3-2. ostale komponente označavaju:

T – torzija [kNm]

ΔT – promjena torzije [kNm]

3.3.2. Iznošenje krhotina na površinu

Nakupljanje krhotina može uzrokovati ozbiljne probleme vezane uz prekomjernu torziju i nateg. Iznošenje krhotina uglavnom ovisi o otklonu kanala bušotine, dobavi, viskoznosti isplake i brzini rotacije niza. Velike brzine rotacije i manji promjer šipki doprinose boljem iznošenju krhotina. Svojstvo viskoznosti isplake je vrlo važno iz razloga što velike vrijednosti mogu dovesti do lošeg čišćenja kanala u horizontalnoj dionici. S druge strane, nedovoljno viskozna isplaka ne osigurava adekvatno iznošenje krhotina. Ponašanje krhotina u različitim dionicama kanala bušotine (Sperry-Sun Drilling Services, 1992):

0° - 35°

Krhotine se isplakom transportiraju na površinu prevladavajući brzinu klizanja krhotina. Isključivanjem pumpi dolazi do taloženja krhotina ukoliko isplaka nema odgovarajuća gelirajuća svojstva.

35° - 50°

Krhotine se nakupljaju na donjoj stijenci kanala bušotine. Rotacijom niza nakupljene čestice se mogu usmjeriti u tok isplake. Isključivanjem pumpi dolazi do klizanja čestica prema dnu kanala.

60° - 90°

Krhotine se neprestano nakupljaju na donjoj stijenci kanala što uzrokuje stvaranje velikih nakupina *(engl. cutting beads)* unatoč odabranoj dobavi i podešenoj viskoznosti. S obzirom da šipke naliježu na donju stijenku, dobava je veća u gornjem dijelu što znači da isplaka ne može zahvatiti te krhotine i iznijeti ih na površinu. Potrebno je rotirati niz kako bi se krhotine premjestile iznad, u područje veće dobave.

3.3.3. Izvijanje

Izloženost alata uzdužnim tlačnim naprezanjem može dovesti do izvijanja alata. U takvim uvjetima, kada je ostvarena tlačna sila koja premašuje kritičnu silu izvijanja, alatke se prvo izvijaju sinusoidalno, a zatim i spiralno. U krajnjem slučaju, odnosno dosezanje kritičnog naprezanja dolazi do trajne deformacije šipki. To je jako važno zbog činjenice da spiralno izvijanje uzrokuje povećanje vrijednosti bočnih sila između šipki i stijenki kanala, a time utječe na nateg. Ukoliko je trenje ili tlačna sila zbog trenja veća od kritične sile spiralnog izvijanja moguće je uklinjenje izvijene cijevi *(engl. lock-up)* i nemogućnost dosezanja krajnje točke vodoravnog dijela kanala bušotine.

4. MATEMATIČKO MODELIRANJE TORZIJE I NATEGA

Široka uporaba softvera za modeliranje torzije i natega započela je 90-ih godina prošlog stoljeća, posebice kod bušotina složene putanje i bušotina velikog dosega. U fazi planiranja izrade bušotine, ta dva parametra su ključna. Modeli se koriste kako bi se utvrdilo da li dostupna oprema odgovara zadanim zahtjevima.

"Složene" bušotine se često modeliraju u stvarnom vremenu. Dobra strana takvog pristupa je činjenica da se problemi u fazi bušenja mogu detektirati u ranoj fazi i na taj način se mogu spriječiti ozbiljniji problemi. Mjeri se opterećenje na kuki za vrijeme spuštanja i izvlačenja niza te rotiranja iznad dna kanala i očita se torzija. Vrijednosti se uspoređuju s proračunskim vrijednostima. Ukoliko se te vrijednosti podudaraju, to ukazuje na pravilno dizajniran sustav čišćenja kanala. Drugim riječima, modeli torzije i natega su najbolji pokazatelj praćenja bušotinskih uvjeta. Isto tako, moguće je odrediti faktor trenja pomoću iterativnog postupka iz poznate vrijednosti opterećenja na kuki. Postupak se provodi dok se ne ostvari podudaranje između mjerene i modelom dobivene vrijednosti.

U post-bušaćoj analizi mogu se otkriti stvarni uzroci problema koje prethodno nije bilo moguće riješiti, što omogućuje sprječavanje nastanka problema kod izrade budućih bušotina.

4.1. Standardni analitički model

Standardni analitički model proračuna torzije i natega bazira se teoriji opuštenog niza *(engl. soft string).* Njegova je pretpostavka da se niz bušaćeg alata ponaša poput užeta, a sile koje nastaju uslijed savijanja ne utječu na normalne sile i time na trenje između niza i stijenki kanala. Razlog za takvu pretpostavku je što moment savijanja ne utječe značajno na cjelokupnu ravnotežu sila. U pravocrtnim dionicama normalna sila je jednaka normalnoj težini tog elementa niza dok u zakrivljenim dionicama uglavnom ovisi o napregnutosti donjeg dijela niza, a manje o težini samog niza (Fazaelizadeh, 2013).

Modeliranje torzije i natega započeli su Johancsik et al. (1984.). Zbog jednostavnosti model ima široku primjenu. Njegova pretpostavka je da su i torzija i nateg posljedica isključivo sila trenja uslijed klizanja alata koje su rezultat kontakta alata sa stijenkama kanala. Sila trenja uslijed klizanja definirana je kao funkciju normalne kontaktne sile i

koeficijenta trenja, temeljeno na Coulombovu modelu trenja. Dana je jednadžba za element cijevi uzimajući u obzir da normalna komponenta vlačne sile doprinosi vrijednosti normalne sile. To nije slučaj kod pravocrtnih dionica. Izraz za normalnu silu, predstavljen od Johancsika et al. (1984), glasi :

$$N = \left[\left(F_1 \Delta\varphi \sin\bar{\alpha} \right)^2 + \left(F_1 \Delta\alpha + w \sin\bar{\alpha} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4\text{-}1)$$

gdje su:

$\Delta\alpha$ – prirast kuta otklona [°]

$\bar{\alpha}$ − srednja vrijednost kuta otklona [°]

$\Delta\varphi$ – prirast azimuta [°]

w − jedinična težina [N/m]

F – uzdužna sila [N]

Izraz na normalnu silu vodi do jednadžbe za prirast vlačne sile:

$$\Delta F = w \Delta L (\cos\alpha \pm \mu \sin\alpha) \quad (4\text{-}2.)$$

Oznaka "1" se odnosi na donji dio elementa niza na kojem primjenjena vlačna sila. Predznaci plus (+) i minus (-) označavaju smjer kretanja alata bilo da se kreće prema dolje ili prema gore. Izraz za prirast torzije (Fazaelizadeh, 2013):

$$\Delta T = \mu \times N \times r \quad (4\text{-}3.)$$

gdje su:

ΔT – prirast torzije [Nm]

r − promjer spojnice elementa [m]

Kasnije su Sheppard et al. (1987.) prebacili Johanscikov model u standardni diferencijalni oblik i integrirali tlak isplake koji djeluje prema gore kada se niz bušaćeg alata spušta u bušotinu. Drugim riječima, stvarno naprezanje je zamijenjeno efektivnim i definirano je kao zbroj stvarnog vlačnog naprezanja i tlaka isplake. Tom modifikacijom su pokazali kako se ispravnim dizajniranjem putanje kanala može značajno smanjiti trenje.

Također, predložena je i podjela torzije i natega prema uzroku nastanka: uzrokovani lošim bušotinskim uvjetima i neodgovarajućom gustoćom isplake te oni koji su povezani s putanjom kanala bušotine.

Payne et Abbassian (1997.) opisuju probleme vezane uz torziju i nateg, uključujući izvijanje, nakupine krhotina i putanju kanala.

Aarrestad (1990.) je predstavio studiju utjecaja dubinskih upravljivih motora na torziju i nateg. On je došao do zaključka kako zakrivljene putanje koje stvaraju te alatke mogu povećati/uzrokovati probleme s prekomjernom torzijom i nategom. Kombinacijom analize površinskog naprezanja i torzije te dubinskih mjerenja ovih parametara dolazi se do vrlo bitnih podataka za proces bušenja. U ovom slučaju, neefikasnost dlijeta može se izdvojiti kao ključan faktor.

Fazaelizadeh (2013.) je predstavio modele za mjerenje torzije i natega u stvarnom vremenu kod usmjerenog bušenja: standardni analitički model koji se bazira na teoriji opuštenosti niza *(engl. soft string)* te model konačnih elemenata koji se bazira na teoriji krutog niza alata *(engl. stiff string).* Dao je jednadžbe za izračun torzije i natega u pravocrtnim dionicama te za slučaj kada se istovremeno odvijaju i rotacija i aksijalno kretanje niza alata.

4.1.1. Uzgonski faktor

Prilikom modeliranja torzije i natega potrebno je uzeti u obzir sile uzgona tijekom različitih operacija. Efektivna težina niza bušaćeg alata ili rezultantno naprezanje kada je niz uronjen u isplaku jednak je umnošku težine i uzgonskog faktora, te podijeljeno s površinom presjeka ukoliko se radi o naprezanju. Uzgonski faktor je definiran kao (Fazaelizadeh, 2013):

$$\beta = 1 - \frac{\rho_0 A_0}{\rho_{cijev}(A_0 - A_i)} \tag{4-4.}$$

β – uzgonski faktor [-]

ρ – gustoća isplake [kg/m^3]

A – površina poprečnog presjeka [m^2]

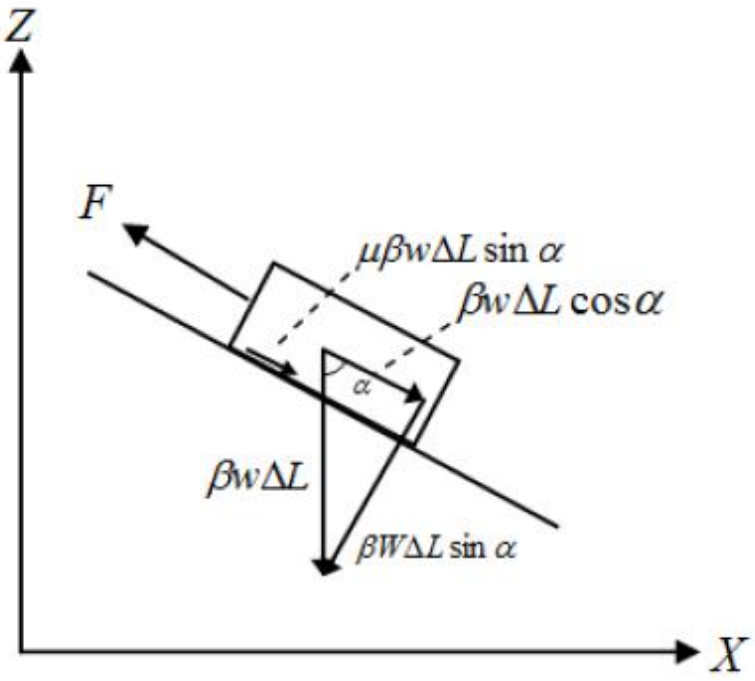
Oznake "o" i "i" referiraju se na vanjski tj. unutarnji dio niza alata. Ukoliko je gustoća fluida unutar i van šipki jednaka, jednadžba prelazi u oblik (Fazaelizadeh, 2013):

$$\beta = 1 - \frac{\rho_0}{\rho_{cijev}} \tag{4-5.}$$

Jednadžba 4-5. se najčešće koristi tijekom bušenja dok se gornja jednadžba 4-4. koristi u slučajevima kada je gustoća isplake u unutrašnjosti alata različita od one u prstenastom prostoru između alatki i stijenki kanala, kao što je slučaj tijekom cementacije i ugradnje zaštitnih cijevi te kod bušenja ispod ravnotežnog stanja. Za vrijeme određenih intervencija, kada je potrebno zatvoriti ušće bušotine i primijeniti određeni tlak, može se koristiti ista jednadžba uz dodavanje člana koji opisuje ponašanje tlaka u prstenastom prostoru.

4.1.2. Modeliranje pravocrtnih dionica

Karakteristika pravocrtnih putanja je da naprezanje duž niza bušaćeg alata ne utječe na vrijednost normalne sile pa stoga ne utječe na trenje. Zbog činjenice da sila gravitacije djeluje prema dolje, promjena otklona ulazi u proračun dok promjena azimuta nema nikakav utjecaj. Na slici 4-1. je prikazana ravnoteža sila za element cijevi.



Slika 4-1. Ravnoteža sila za element niza (Fazaelizadeh, 2013)

Ako se niz bušaćeg alata podijeli na *n* elemenata, F_{i-1} je sila na dnu svakog elementa, a F_i sila na vrhu svakog elementa koji se može pribrojiti cijeloj sekciji. Ponekad je kanal bušotine ispunjen isplakama različite gustoće što rezultira različitim uzgonskim faktorom, β_i. U slučaju da je bušotina ispunjena isplakom jednolike gustoće svi uzgonski faktori će biti jednaki. Isto tako, niz bušaćeg alata se sastoji od različitih dijelova od kojih svaki može imati različitu jediničnu težinu, w_i.

Dvije su metode za izračun torzije i natega koristeći koeficijent trenja. Pretpostavka u primjeni prve metode jest da je faktor trenja jednak za cijelu bušotinu uključujući i zacijevljeni i otvoreni dio kanala. Pretpostavka druge metode uključuje različitu vrijednost faktora trenja za zacijevljeni dio u odnosu na otvoreni dio kanala bušotine. Ako se niz bušaćeg alata podijeli na *n-1* elemenata, općenita jednadžba za normalnu silu za cijeli niz bušaćeg alata u pravocrtnoj dionici se može izraziti kao (Fazaelizadeh, 2013):

$$N = \sum_{i=2}^{n} \left[\beta w \Delta L (\cos\alpha \pm \mu \sin\alpha) \right]_i \qquad (4\text{-}6.)$$

gdje je:

L – duljina elementa cijevi [m]

Isti princip vrijedi i za torziju. Torzija je definirana kao moment koji je potrebno ostvariti na niz bušaćeg alata kako bi došlo do rotacije. Matematički, torzija je jednaka umnošku koeficijenta trenja, normalne sile i promjera alata. Međutim, tijekom bušenja javljaju se određeni gubici torzije duž niza, odnosno razlika između torzije koja je primjenjena u vrtaćem stolu ili vršnom pogonu i mjerene torzije u kanalu bušotine (u daljnjem tekstu "gubitak torzije"). Razlog tomu su sile trenja i bušotinski uvjeti. Jednadžba 4-7. daje rješenje za torziju duž pravocrtne dionice. U ovom slučaju, aksijalna sila ne utječe na iznos torzije. Torzija se može razmatrati neovisno o smjeru rotacije.

U vertikalnoj dionici gdje je nagib α jednak nuli, nema promjene torzije iz razloga što je normalna sila približno jednaka nuli. Kod nagiba kanala od 90°, u horizontalnoj dionici, gubitak torzije će biti maksimalan kao posljedica maksimalne vrijednosti normalne sile. Jednadžba 4-7. predstavlja izraz za torziju duž niza bušaćeg alata, podijeljenog na *n-1*elemenata, u pravocrtnoj dionici.

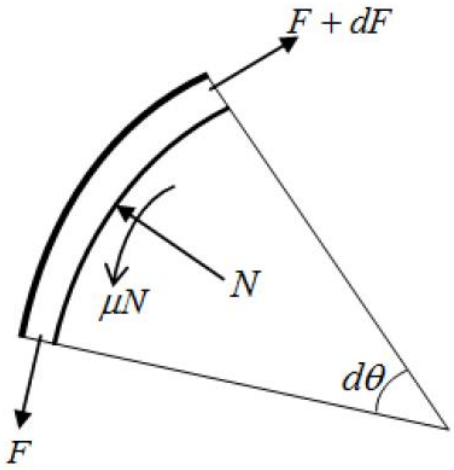
$$T = \sum_{i=2}^{n} \left(\mu \times \beta w \Delta L r \sin \alpha \right)_i \qquad (4\text{-}7.)$$

Potrebno je napomenuti kako se niz bušaćeg alata može sastojati od različitih dijelova od kojih svaki dio ima različit promjer, r_i. Ukoliko je dlijeto u interakciji s formacijom, iznos torzije na dlijetu treba se dodati ukupnim gubicima torzije duž niza bušaćeg alata u pravocrtnoj dionici kanala bušotine.

4.1.3. Modeliranje zakrivljenih dionica

Kod zakrivljenih dionica kanala, normalna kontaktna sila između niza bušaćeg alata i stijenki uglavnom ovisi o težini šipki. Tijekom bušaćih operacija kanal bušotine se ispituje po dionicama. Osnovni ulazni podaci su otklon kanala bušotine i azimut.

Kod zakrivljenih dionica kanala, normalna kontaktna sila između niza bušaćeg alata i stijenki kanala ovisi uglavnom o aksijalnom opterećenju šipki. Primjerice kod bušotina s kratkim radijusom zakrivljenosti, vlačno naprezanje je veće u odnosu na težinu šipki. Slika 4-2. prikazuje element niza pod nategom u zakrivljenoj dionici.



Slika 4-2. Element cijevi pod nategom u zakrivljenoj dionici (Fazaelizadeh, 2013)

U smjeru osi z:

$$dN = F \times N d\theta \tag{4-8.}$$

U smjeru osi x:

$$dF = \mu \times N d\theta \tag{4-9.}$$

Integriranjem izraza za silu između gornje i donje točke ($\theta=\theta_2-\theta_1$) dobije se:

$$F_2 = F_1 e^{\pm \mu |\theta|} \tag{4-10.}$$

gdje je:

θ – kut oštre promjene zakrivljenosti [°]

\+ označava kretanje šipki prema gore

\- označava kretanje šipki prema dolje

Trenje se može izračunati za bilo koji oblik putanje kanala tako da se podijeli na pravocrtne i zakrivljene dionice. Sve sile i torzije se zbrajaju počevši od dna prema vrhu kanala. Kod zakrivljene dionice iznos normalne sile može se izračunati iz sljedeće jednadžbe (Fazaelizadeh, 2013):

$$N = \sum_{i=2}^{n} \left\{ F_{i-1} \times e^{\pm \mu_i \left| \theta_i \right|} + \beta_i w_i \Delta L_i \times \left[\frac{\sin \alpha_i - \sin \alpha_{i-1}}{\alpha_i - \alpha_{i-1}} \right] \right\} \qquad (4\text{-}11.)$$

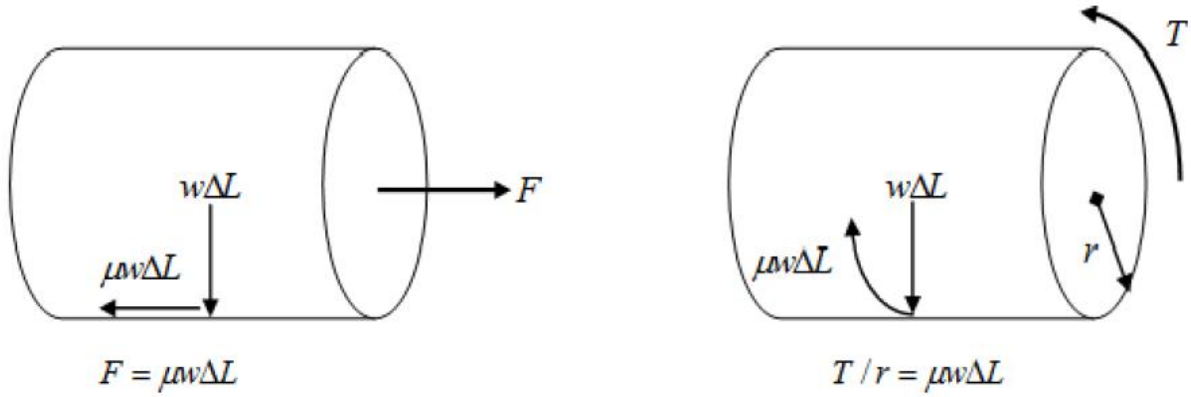
Sljedeća jednadžba predstavlja gubitak torzije za cijelu zakrivljenu dionicu:

$$T = \sum_{i=2}^{n} \mu_i \times r_i \times F_{i-1} \left| \theta_i \right| \qquad (4\text{-}12.)$$

4.1.4. Aksijalno kretanje i rotacija

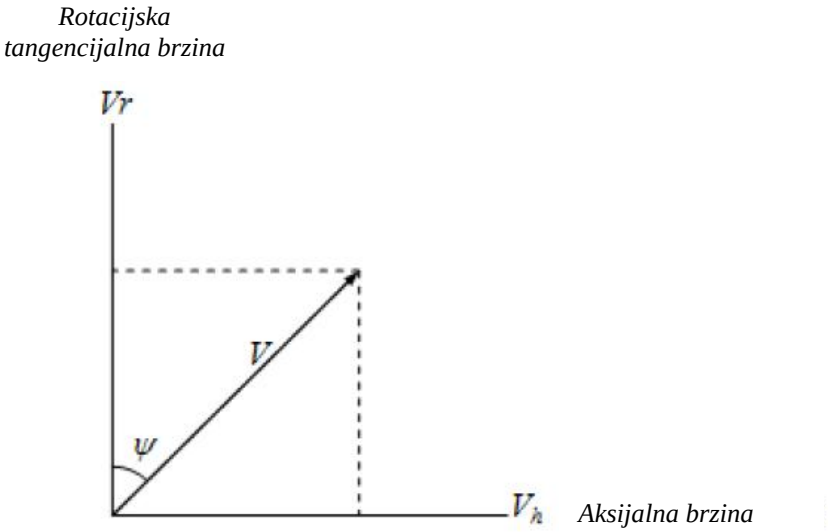
Prethodne jednadžbe se moraju modificirati za slučaj kombiniranog kretanja koje podrazumijeva istovremeno rotaciju i aksijalno kretanje niza. Aadnoy i Andersen (2001) pokazali su kako se trenje razlaže u dva smjera, aksijalno kretanje i rotaciju. Primjerice, ugradnja lajnera u kanal bušotine odvija se uz rotaciju radi lakše ugradnje. Velika brzina rotacije značajno smanjuje aksijalni nateg. Operacije dizanja/spuštanja kolone niza u bušotini suženog kanala mogu zahtijevati primjenu određene sile natega. Logična reakcija na takvo stanje jest rotacija kolone bušaćeg alata prilikom spuštanja/izvlačenja.

Slika 4-3. prikazuje cijevni element težine $w\Delta L$. Ukoliko se primijeni vlačna sila, sila natega će biti jednaka normalnoj sili, $w\Delta L$ pomnoženo s koeficijentom trenja $w\Delta L\mu$. Ukoliko se primijeni rotacija, koeficijent torzije, T/r, također je jednak $w\Delta L\mu$. To znači da rotacija i nateg rezultiraju jednakim otporom.



Slika 4-3. Nateg i torzija za element cijevi (Fazaelizadeh, 2013)

Fazaelizadeh (2013.) je razvio jednostavan model koji opisuje utjecaj rotacijskog i aksijalnog kretanja alata na trenje, kao funkciju brzine izvlačenja/spuštanja alata i brzine bušenja. Tijekom kombiniranog kretanja aksijalna brzina je V_h, a tangencijalna V_r . To u konačnici daje rezultantnu brzinu V. Kut između vektora brzine je definiran na slici 4-4.



Slika 4-4. Odnos između brzina za vrijeme kombiniranog kretanja (Fazaelizadeh, 2013)

Pri čemu je:

$$V_r = \frac{2\pi r}{60} N_r \tag{4-13.}$$

Gdje su:

N_r – broj okretaja [s^{-1}]

V_r – tangencijalna brzina [m/s]

Kut kojeg zatvaraju vektori brzina je jednak:

$$\psi = \tan^{-1}\left(\frac{V_h}{V_r}\right) \tag{4-14.}$$

Gdje je:

Ψ – kut kojeg zatvaraju tangencijalni i rezultantni vektori brzina [°]

Kod operacija dizanja/spuštanja ili rotiranja, sile trenja su jednake za aksijalni nateg i rotaciju. Kod kombiniranog kretanja, rezultanta sile trenja je konstantna. Prvo se odredi brzina spuštanja/dizanja, rotacijska brzina i nakon toga kut Ψ. Tada se može izračunati konačna torzija i nateg. Jednadžbe natega i torzije kod kombiniranog kretanja u pravocrtnoj dionici imaju sljedeće oblike (Fazaelizadeh, 2013):

$$F = \sum_{i=2}^{n} \{\beta w \Delta L \cos\alpha\}_i \pm \sum_{i=2}^{n} \{\beta w \Delta L \sin\alpha \times \mu \times \sin\psi\}_i \qquad (4\text{-}15.)$$

$$T = \sum_{i=2}^{n} \{\mu \times \beta w \Delta L r \sin\alpha \times \cos\psi\}_i \qquad (4\text{-}16.)$$

te u zakrivljenoj dionici:

$$F = \sum_{i=2}^{n} \left\{ F_{i-1} \times \left(e^{\pm\mu|\theta_i|} - 1 \right) \times \sin\psi_i + \beta_i w_i \Delta L_i \times \left[\frac{\sin\alpha_i - \sin\alpha_{i-1}}{\alpha_i - \alpha_{i-1}} \right] \right\} \qquad (4\text{-}17.)$$

$$T = \sum_{i=2}^{n} \mu_i \times r_i F_{i-1} |\theta_i| \times \cos\psi_i \qquad (4\text{-}18.)$$

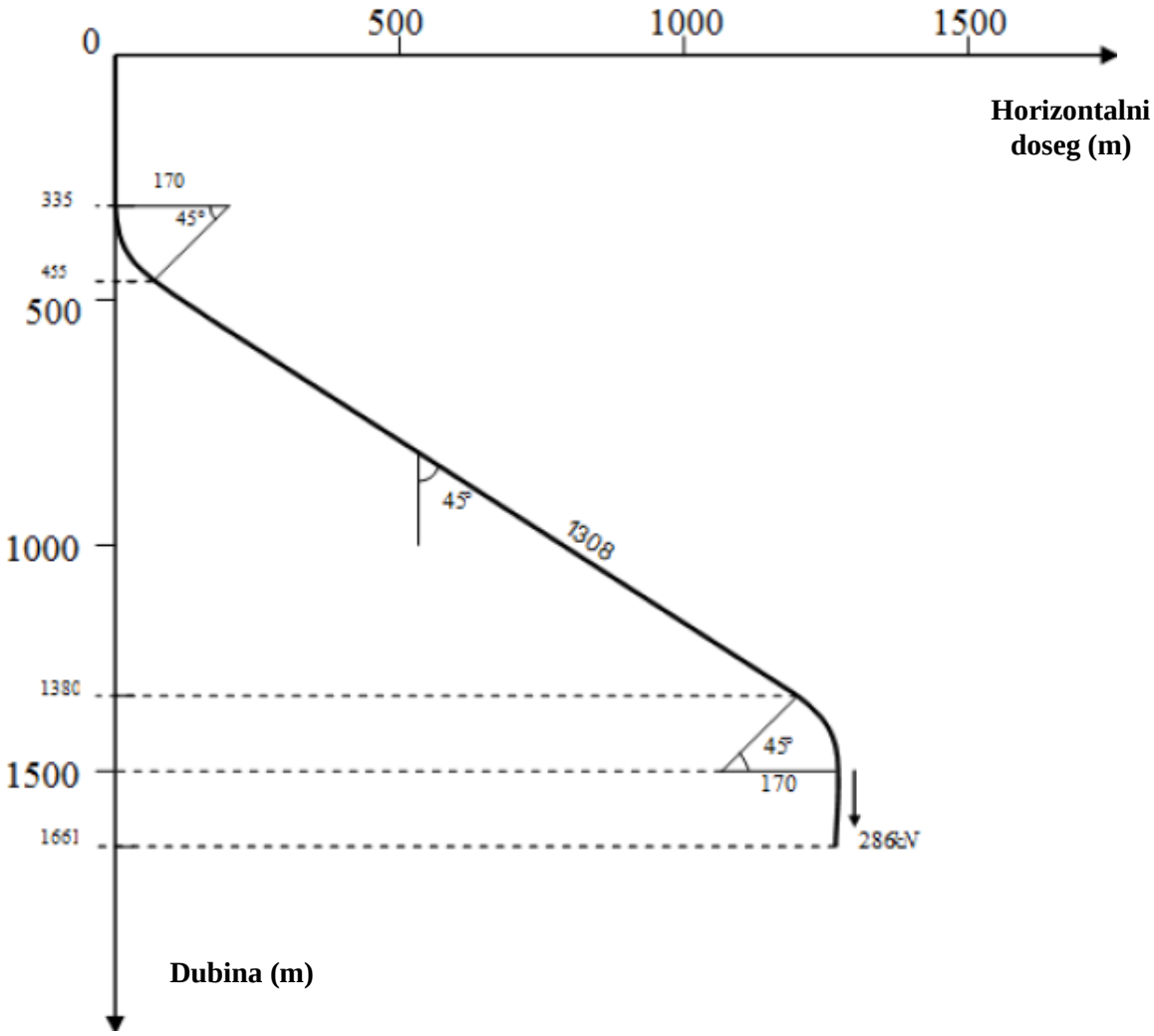
Kada je Ψ jednako 90°, to znači da nema rotacije za vrijeme aksijalnog kretanja, a kada je 0° vrijedi obrnuto.

4.1.5. Primjena modela: analiza 2D bušotine putanje S- oblika

Radi se o bušotini S-oblika (slika 4-5.). Njena ukupna duljina iznosi 2111 m, a niz bušaćeg alata se sastoji od 161 m teških šipki (0,2032 m × 0,0762 m; 2,13 kN/m) i 1950 m bušaćih šipki (0,127 m; 0,285 kN/m); polumjer teških šipki iznosi 0,1 m, a polumjer spojnica bušaćeg niza 0,09 m. Kanal bušotine je ispunjen isplakom gustoće 1300 kg/m^3, a koeficijent trenja je 0,2. Gustoća čelika iznosi 7800 kg/m^3. Niz bušaćeg alata je ugrađen neposredno ispod dionice sa smanjenim kutom otklona i vertikalan je. Azimut je

konstantan, a kut oštre promjene zakrivljenosti kanala je jednak otklonu kanala. Uzgonski faktor iznosi:

$$\beta = 1 - \frac{1300}{7800} = 0,833$$



Slika 4-5. Geometrija kanala S-oblika (Fazaelizadeh, 2013)

Pretpostavljajući da se dlijeto ne oslanja na dnu, proračun sila počinje od dna. Zbog jednostavnosti, faktori trenja za zakrivljenu dionicu iznose:

$$e^{\pm\mu\theta} = e^{\pm 0,2\left(45\frac{\pi}{180}\right)} = e^{\pm 0,157} = \begin{cases} 1,17 \\ 0,855 \end{cases}$$

Težina teških šipki uronjenih u isplaku:

$$\beta \times w \times L = 0,833 \times 2,13 \frac{kN}{m} \times 161m = 286kN$$

Težina bušaćih šipki uronjenih u isplaku:

$$\beta \times w = 0,833 \times 0,285 \frac{kN}{m} = 0,237 \frac{kN}{m}$$

Aksijalne sile duž niza bušaćeg alata računaju se za specifične točke poput dna kanala bušotine, dno dionice smanjenog kuta otklona *(engl. dropp off*), dno pravocrtne dionice *(engl. sail),* vrh pravocrtne dionice, vrh dionice s povećanjem kuta otklona *(engl. build up)* te ušće bušotine kao što je prikazano u tablici 4-1. Korištene su jednadžbe za aksijalno kretanje u pravocrtnim i zakrivljenim dionicama.

Tablica 4-1. Sile u nizu bušaćeg alata za vrijeme manevriranja (Fazaelizadeh, 2013)

Položaj	**Statička težina, (kN)**	**Izvlačenje, (kN)**	**Spuštanje, (kN)**
Dno bušotine	0	0	0
Dno dionice sa smanjenim kutom otklona	286	286	286
Dno pravocrtne dionice	286+0,237×120=314,4	286×1,17+0,237×120=363,12	286×0,855+0,237×120=273,02
Vrh pravocrtne dionice	314,4+0,237×925=533,6	363,12+0,237×1308(cos55°+0,2sin55°)=591,71	273,02+0,237×1308(cos55°-0,2sin55°)=400,04
Vrh dionice s povećanim kutom otklona	533,6+0,237×120=562,04	591,7×1,17+28,5=720,79	400,04×0,855+28,5=370,53
Ušće bušotine	562,04+0,237×335=641,43	720,79+0,237×335=800,18	370,53+0,237×335=449,93

Kod proračuna torzije, u razmatranje su uzete dvije pretpostavke:

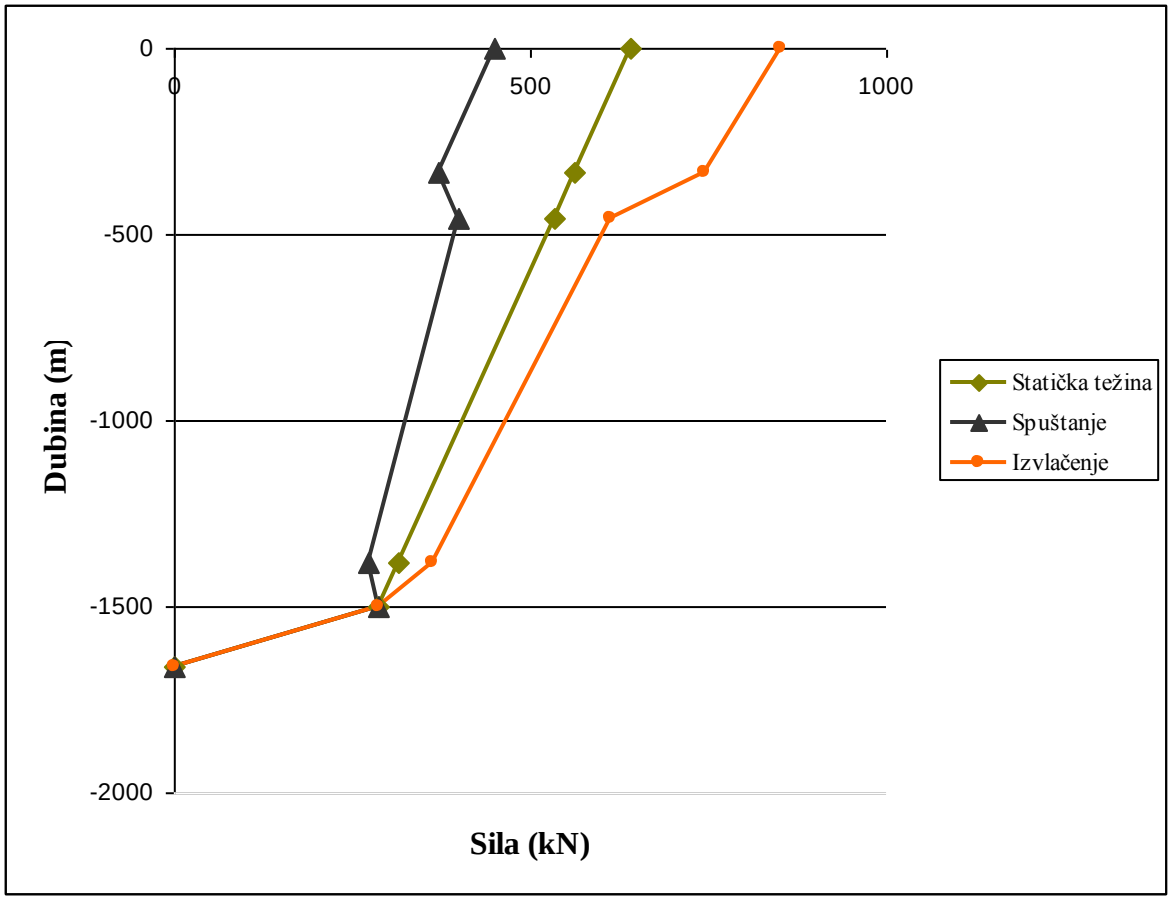
- dlijeto se ne nalazi na dnu i
- dlijeto je opterećeno težinom od 90 kN.

U tablici 4-2. prikazan je proračun torzije za slučajeve kada se dlijeto nalazi na dnu i kada se ne nalazi. Korištene su formule za aksijalno gibanje u pravocrtnim i zakrivljenim dionicama. Statička težina za drugi slučaj dobivena je praćenjem sile na dlijetu kroz niz bušaćeg alata.

Tablica 4-2. Proračun torzije kada se dlijeto nalazi iznad dna (Fazaelizadeh, 2013)

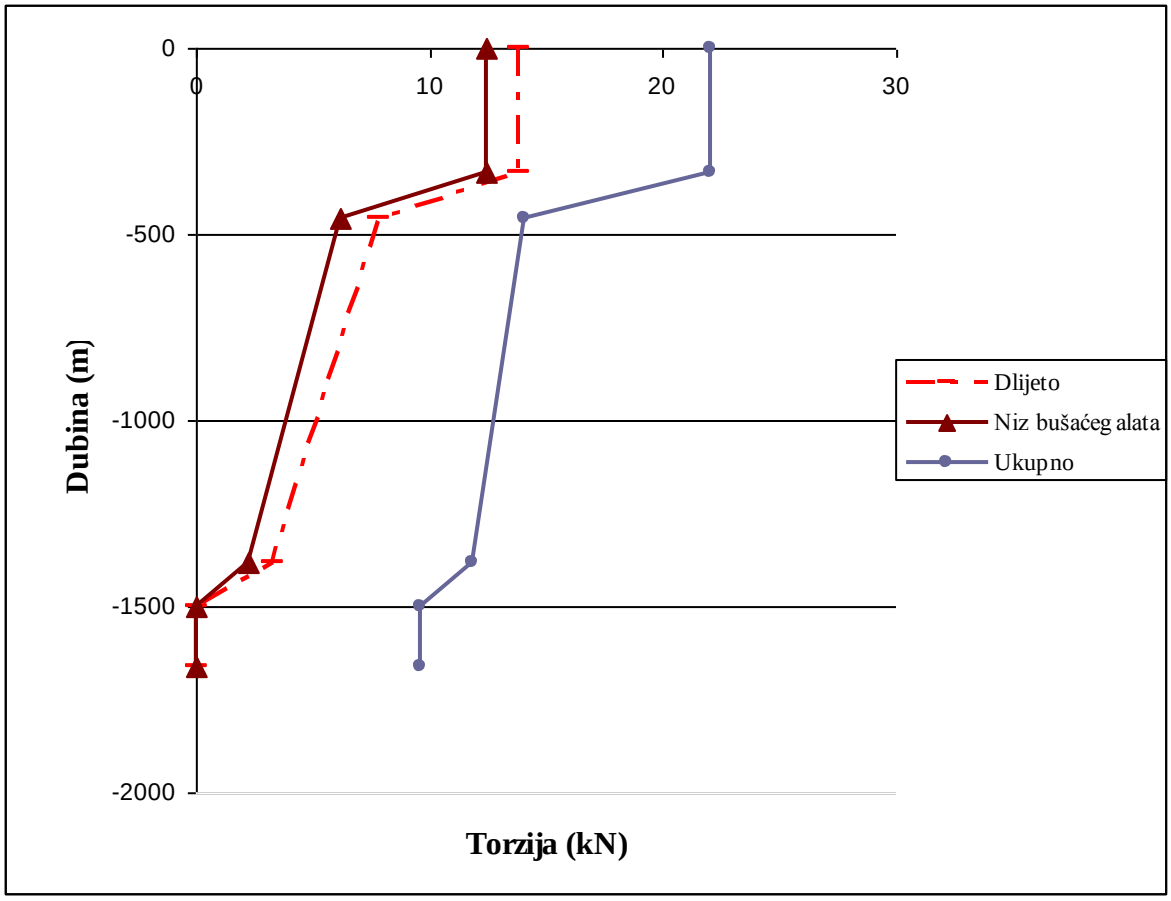
Položaj	**Statička težina, dlijeto iznad dna, (kN)**	**Torzija, dlijeto iznad dna, (kNm)**	**Statička težina, WOB , (kN)**	**Torzija, niz bušaćeg alata, (kNm)**	**Torzija, ukupno, (kNm)**
Dno Bušotine	0	0	- 90	0	22-11,66=10,34
Dno dionice sa smanjenim kutom otklona	286	0	286-90=196	0	10,34
Dno pravocrtne dionice	314,4	0,2×0,09×286×π/5=3,23	314,4-90= 224,4	0,2×0,09×196×π/5= 2,22	10,34+0,2×0,09×196×π/5= 12,56
Vrh pravocrtne dionice	533,6	3,23+0,2×0,09×0,237×1308×sin55°=7,8	533,6-90= 443,6	2,22+3,23= 5,45	12,56+2,22= 14,78
Vrh dionice s povećanim kutom otklona	562,04	7,8+0,2×0,09×533,6×π/5= 13,83	562,04-90= 472,04	5,45+0,2×0,09×553,6×π/5 =11,66	22
Ušće bušotine	641,43	13,83	641,43-90= 551,43	11,66	22

Slika 4-6. prikazuje dijagram aksijalnog opterećenja niza bušaćeg alata u različitim uvjetima. Očito je da dionice s povećanjem i smanjenjem kuta otklona imaju najveći utjecaj na trenje u kanalu bušotine.

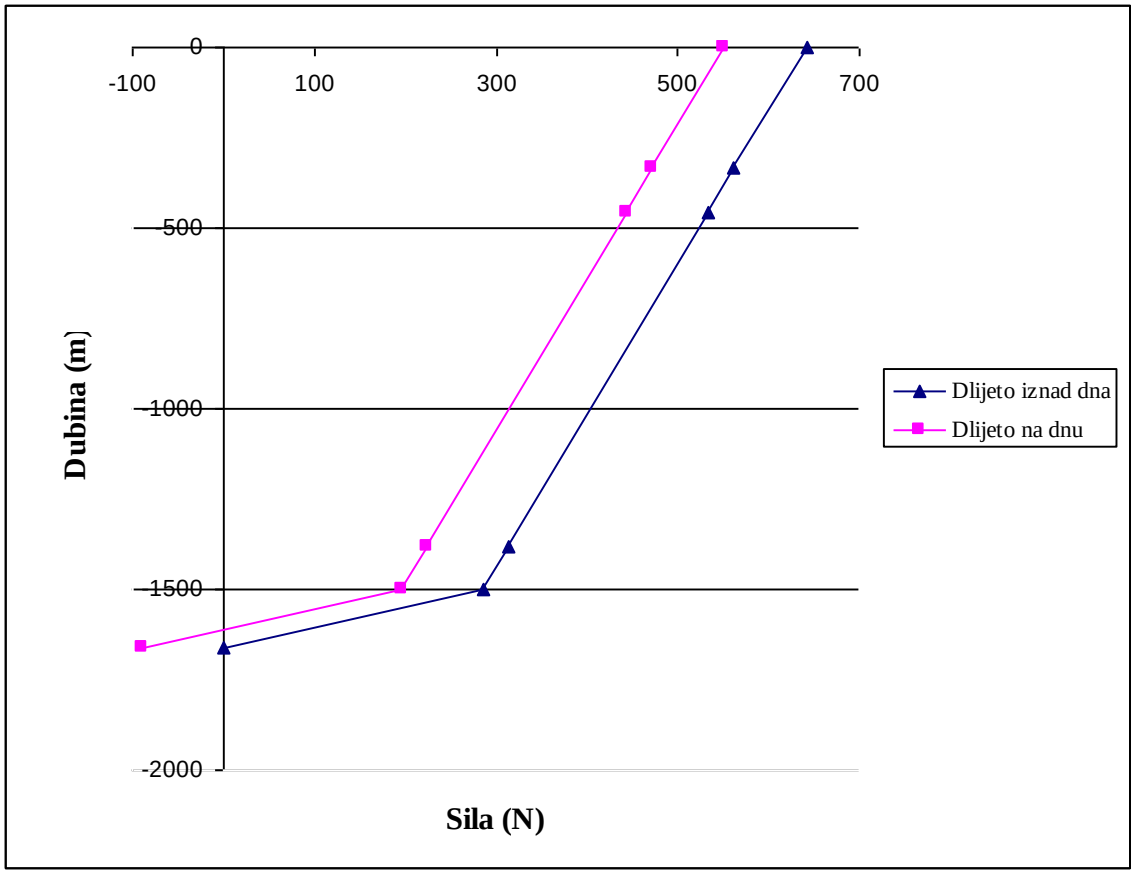


Slika 4-6. Sile u nizu bušaćeg alata (Fazaelizadeh, 2013)

Sljedeći dijagram prikazuje raspodjelu torzije u pojedinim situacijama. Vidljivo je da kada se upotrijebi određena sila na dlijeto (opterećenje na dlijeto), vlačno naprezanje u nizu alata se smanji, a to za posljedicu ima smanjenje torzije u nizu bušaćeg alata u zakrivljenim dionicama.



Slika 4-7. Torzija duž niza bušaćeg alata kada se dlijeto nalazi iznad dna (Fazaelizadeh, 2013)



Slika 4-8. Težina niza bušaćeg alata (Fazaelizadeh, 2013)

Iz dijagrama 4-6 .i 4-7. je vidljivo kako smanjenje vlačnog naprezanja u nizu bušaćeg alata vodi do smanjenja torzije u istom. Numeričke vrijednosti su prikazane u tablici 4-2. Kada se primijeni određeno opterećenje na dlijeto (90 kN), uočava se povećanje torzije.

4.2. Metoda konačnih elemenata

Korištenje metode konačnih elementa *(engl. finite element analysis - FEA),* započeto je 1953. godine kada ju je Richard Courand primijenio na analizi vibracijskog sustava. Osnovni koncept je podijeliti veću strukturu na više manjih elemenata pa se razmatrana struktura prikazuje kao mreža konačnih elemenata. Metoda može dati rješenje bez obzira na stupanj zakrivljenosti kanala i niz bušaćeg alata (Mirković et Užar, 2012). Za potrebe ove metode, niz bušaćeg alata se podijeli na pojedine elemente *(engl. beam elements)* koji su međusobno povezani pomoću čvorova *(engl. node).* Na taj način je puno jednostavnije analizirati svaki pojedini element umjesto cijeli niz. Stanje u svakom elementu, kao što je npr. polje pomaka, deformacije, naprezanja, temperature te ostalih veličina, opisuje se

pomoću interpolacijskih funkcija. Također, potrebno je postaviti i granične uvjete. U suprotnom sustav bi se tretirao kao kruto tijelo koje slobodno pluta u prostoru. Razvoj računala omogućio je uvođenje metode konačnih elemenata u svakodnevnu inženjersku praksu te izbjegavanje mukotrpnog ručnog računanja.

Metoda konačnih elemenata koristi se već dugi niz godina u naftnoj industriji. Temelji se na teoriji krutog niza alata. Od velike je pomoći kod proračuna torzije i natega kada je potrebno uzeti u obzir krutost alata i efikasnost čišćenja kanala.
Modeliranje torzije i natega pomoću metode konačnog elementa temelji se na sljedećim koracima:

- Hamiltonov zakon (*engl. Hamilton's Principle*),
- Funkcija oblika (*engl. Shape Function*),
- Dinamički model (*engl. The Dynamic Equations*),
- Matrica mase *(engl. The Mass Matrix),*
- Matrica krutosti (*engl. The Stiffness Matrix*),
- Prigušena matrica (*engl. The Damping Matrix*),
- Vektor čvornih sila (*engl. Force Vector*),
- Transformirana matrica (*engl. Transform Matrix*),
- Globalna matrica (*engl. Global Matrix*),
- Granični uvjeti (*engl. Boundary Conditions*),
- Metoda solucije (*engl. Solution Method*),
- Modeliranje torzije i natega.

Dijagram toka prikazuje potrebne faze za proračun torzije i natega. Kako bi započeo program proračuna, potrebno je predvidjeti četiri ulazne datoteke.
Prva ulazna datoteka se odnosi na specifikacije niza bušaćeg alata. Potrebno je poznavati dimenzije šipki uključujući duljinu, vanjski i unutarnji promjer, gustoću materijala, Youngov modul, Poissonov koeficijent te broj šipki. U tablici 4-3. nalazi se jedan takav primjer:

Tablica 4-3. Prva ulazna datoteka (Fazaelizadeh, 2013)

Duljina bušaćih šipki, m	Vanjski promjer, m	Unutarni promjer, m	Gustoća materijala, kg/m^3	Youngov modul, pa	Poissonov koeficijent	Broj šipki
2793,56	0,15519	0,12136	7850	$2,06\times10^{11}$	0,3	56

Druga datoteka sadrži podatke o geometrijskom obliku kanala, uključujući dubinu, otklon, azimut, trenje za otvoreni i za zacijevljeni dio kanala te uzgonski faktor koji je promjenjiv zavisno od operacije koja se izvodi.

Tablica 4-4. Druga ulazna datoteka *(*Fazaelizadeh, 2013)

Dubina, m	Kut otklona, rad	Azimut, rad	Koeficijent trenja	Uzgonski faktor
528,83	0,0105	2,916	0,3	0,8675

Treća ulazna datoteka odnosi se na kontrolu samog programa. Parametri koje uključuje su vremenski interval, Wilsonova θ vrijednost, ukupan broj intervala (koraka), masa dlijeta, zazor i krutost kuke *(engl. hook stiffness)* (Fazaelizadeh, 2013).

Tablica 4-5. Treća ulazna datoteka (Fazaelizadeh, 2013)

Vremenski interval, s	Θ	Ukupan broj intervala	Masa dlijeta, kg	Zazor, m	Krutost kuke, nm^2
0,005	1,5	2000	30	0,015	$8,06\times10^{6}$

Posljednja datoteka se odnosi na parametre bušenja koji imaju veliki utjecaj na opterećenje na kuki i površinsku torziju. Ti parametri uključuju dubinu na kojoj se nalazi dljeto, mjerenu dubinu, opterećenje na dlijeto, površinsku torziju, statički tlak u šipkama, brzinu izvlačenja/spuštanja niza.

Na slici 4-9. je prikazan dijagram toka za proračun torzije i natega metodom konačnih elemenata. Nakon određivanja ulaznih podataka, potrebno je generirati matrice za svaki

element te nakon toga ih uvrstiti u glavnu matricu. Na osnovu podataka o geometrijskom obliku kanala, formira se matrica transformiranih koordinata te se za svako čvorište izračunaju ekvivalentne sile. Na osnovu početnih podataka, korištenejm Wilson θ metode, formira se matrica efektivne mase i vektora sile. Postavljanjem graničnih uvjeta, može se odrediti vektor ubrzanja u vremenu $t+\theta\Delta t$, $\{ \ddot{u}_{t+\theta\Delta t} \}$. Integriranjem se dalje dobije $t+\theta\Delta t$, $\{ U_{t+\theta\Delta t} \}$. Nakon što se odredi vektor pomaka, usporedi se sa zazorom između niza bušaćeg alata i stijenki kanala (Fazaelizadeh, 2013):

$$\left\{U_{t+\theta\Delta t}\right\} \geq \Delta d \tag{4-19.}$$

gdje su:

$U_{t+\theta\Delta t}$ – vektor pomaka u čvorištu u vremenu $t+\theta\Delta t$

Δd – zazor između niza bušaćeg alata i stijenki kanala bušotine [m]

Pomoću ovoga izraza moguće je odrediti mjesto kontakta. Slijedeći korak je proračun torzije i natega. Vrijednosti ubrzanja, brzine i pomaka dobiveni u prvoj petlji služe kao ulazni podaci u drugoj petlji. Postupak se ponavlja sve dok se ne zadovolji jednakost (Fazaelizadeh, 2012):

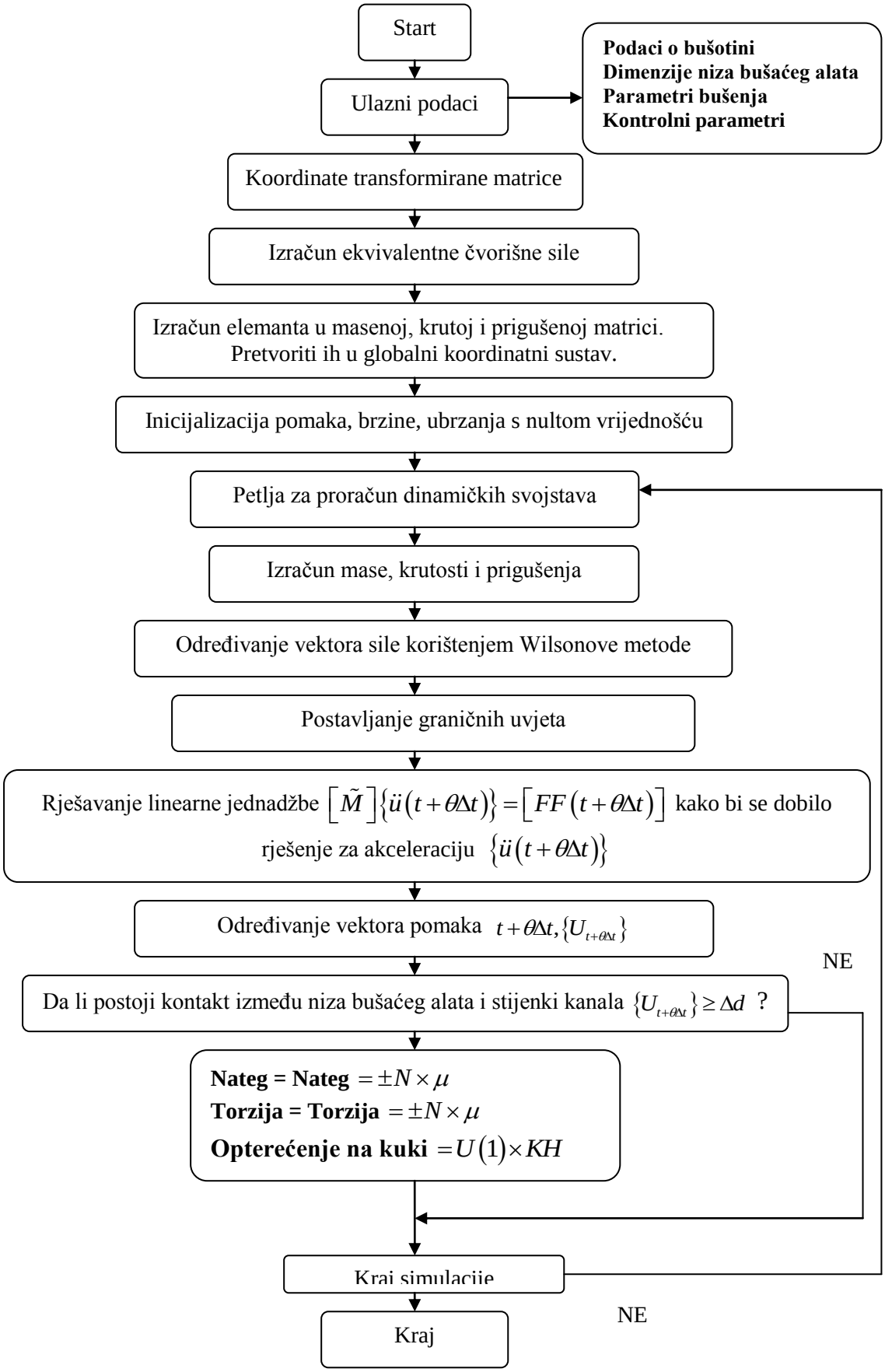
$$HL = KH \times U_z^1 \tag{4-20.}$$

gdje su:

HL – opterećenej na kuki [N]

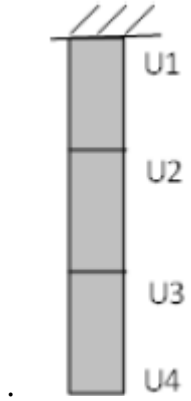
KH – koeficijent krutosti

U_z^1 – translatorni pomak u smjeru z-osi za prvo čvorište [m]



Slika 4-9. Dijagram toka FEA metode za proračun torzije i natega (Fazaelizadeh, 2013)

Na slici 4-10. je prikazan primjer šipke koja je podijeljena na tri dijela što daje četiri čvorišta. U tablici 4-6. sadržane su stvarne vrijednosti i vrijednosti dobivene metodom konačnih elemenata. Mogu se uočiti određena odstupanja koja su posljedica procjene metode konačnih elemenata.



Slika 4-10. Presjek cijevi učvršćene na gornjem dijelu (Fazaelizadeh, 2013)

Tablica 4-6. Usporedba stvarnih rezultata i onih dobivenih FEA metodom (Fazaelizadeh, 2013)

Čvorište	**Stvarna vrijednost, N**	**FEA, N**
U1	0	0
U2	0,563835	0,553915
U3	0,752136	0,726339
U4	0,835903	0,817175

5. NAČINI SMANJENJA TORZIJE I NATEGA

Prekomjerna vrijednost torzije i natega, posebice neplanirana, može biti odlučujući faktor kod izrade usmjerenih bušotina. Stoga je od velike važnosti predvidjeti vrijednosti torzije i natega. U stvarnosti, ne postoji način za potpuno uklanjanje problema prekomjerne torzije i natega jer je trenje uvijek prisutno, ali se mogu primijeniti određeni postupci kako bi se te vrijednosti držale u granicama prihvatljivosti.

5.1. Smanjenje normalne sile

Normalna sila jest sila koja se javlja okomito na površinu kontakta. Teoretski, normalna sila u vertikalnom dijelu kanala bušotine trebala bi biti približno jednaka nuli pretpostavljajući da je niz bušaćeg alata centriran unutar kanala bušotine i da nema kontakta između niza i stijenki kanala. U stvarnosti, šipke nikada ne mogu biti striktno centrirane, čak i uz primjenu stabilizatora doći će do kontakta sa stijenkama kanala. To znači da normalna sila nikada ne može biti jednaka nuli.
Smanjenje normalne sile rezultirat će manjim nategom alata i efikasnijim prijenosom opterećenja na alatke. Neki od načina koji doprinose smanjenju normalne sile su: pažljivo odabrana putanja kanala te korištenje lakše opreme poput aluminijskih cijevi u horizontalnoj sekciji kanala.

5.1.1. Dizajn putanje kanala bušotine

Pravilan dizajn putanje jedan je od najefikasnijih načina smanjenja torzije i natega u alatu. Posebice su zahtjevne plitke bušotine velikog dosega iz razloga što je u vertikalnoj dionici nedovoljna težina alata nasuprot velikoj torziji i nategu u otklonjenoj dionici. Za takve uvjete postoji nekoliko osnovnih tipova trajektorija (McCormick, 2011):

- vertikalni oblik,
- S-oblik,
- složeni oblik,
- oblik lančanice (katemptote).

Putanja kanala bušotine obično se projektira tako da se sile ravnomjerno rasporede kroz dionice. Poznato je da su vertikalne dionice najlakše za bušenje, no nije uvijek moguće vertikalnom bušotinom izbušiti ležište. Putanja oblika S pokazala se kao najbolja opcija za mnoga izazovna ležišta. Kontroliranje torzije i natega je od velike važnosti kod ove vrste putanje.

Tijekom godina postalo je sve učestalije projektirati složene putanje, posebice kod izrade bušotina velikog dosega. Horizontalni dio kanala je orijentiran tako da dosegne proizvodni sloj. Primjer jedne složene putanje kanala je u obliku slova L.

Katemptota predstavlja oblik savršeno fleksibilnog lanca koji je na svojim krajevima ovješen i pod djelovanjem je sile gravitacije. Svojim oblikom podsjeća na parabolu. Putanja oblika katemptote posebice je djelotvorna za smanjenje torzije i natega. Razlog je što promjena smjera nije toliko oštra kao kod putanje S ili L oblika. Vlačne sile, tj. nateg se može povećati povećanjem duljine zakrivljene sekcije. U odnosu na putanju L, izrada putanje oblika katemptote zahtjeva manju torziju i nateg u alatu. Međutim, modeli su uglavnom razvijeni na tipičnom obliku L (McCormick, 2011).

5.1.2. Smanjenje težine alata: uporaba aluminijskih bušćih šipki

Na vrijednosti torzije i natega utječe i težina alata. Odabirom lakših cijevi u horizontalnoj dionici mogu se smanjiti normalne sile što pak utječe na torziju i nateg. Time se olakšava dosezanje željene dubine i proizvodnog sloja. Godinama su inženjeri imali praksu odabirati cijevi velike čvrstoće (titan, aluminij) i male debljine stijenke. No razmatranjem tehničkih i ekonomskih karakteristika to nije uvijek moguće.

Prosječna gustoća aluminijske slitine je 2800 kg/m^3 što je otprilike oko 2,8 puta manje u odnosu na gustoću čelika koja iznosi 7850 kg/m^3. Iz toga proizlazi da je i normalna sila manja za 2,8 puta. Bušotine velikog dosega zahtijevaju primjenu lakših materijala koji omogućavaju izradu dužih zakrivljenih sekcija. Većina takvih radova je obavljena u Rusiji gdje je tek posljednjih godina postala praksa izrade bušotina velikog dosega. Razumna cijena, jednostavno korištenje, manji troškovi transporta te otpornost na koroziju osnovne

su prednosti aluminijskih cijevi što ih čini odličnim izborom kada je potrebno smanjiti torziju i nateg u složenim uvjetima.

5.2. Smanjenje koeficijenta trenja

Pokušaji smanjenja torzije i natega se uglavnom svode na smanjenje koeficijenta trenja. Koeficijent trenja je mjera veličine trenja između dva elementa. Tijekom bušenja radi se uglavnom o kontaktu metal-metal ili metal-stijena. Kod standardnih operacija bušenja s isplakom na bazi vode, u zacijevljenom dijelu kanala bušotine koeficijent trenja iznosi otprilike 0,25, dok je u otvorenom nezacijevljenom dijelu kanala 0,3 (McCormick 2011). Ovisno o uvjetima u kanalu, formaciji, brzini bušenja, izboru isplake, koeficijent trenja se može mijenjati. Smanjenjem koeficijenta za samo 10% može se značajno pospješiti izrada same bušotine. Slijede neki od načina smanjenja koeficijenta trenja.

5.2.1. Uporaba podmazivača

Podmazivači su skupina aditiva koji se već dugo vremena dodaju isplakama kako bi se smanjilo trenje koje uzrokuje povećanje torzije i natega. Tijekom godina, različiti aditivi su testirani i korišteni u svrhu što je moguće većeg smanjenja koeficijenta trenja. Na taj način trenje se može smanjiti čak dp 40%. To pak rezultira smanjenjem torzije i natega u iznosu od 5 do 15%. S obzirom na vrstu isplake u koju se dodaju, podmazivači se mogu svrstati u tri kategorije: podmazivači koji se dodaju isplakama na bazi vode, isplakama na bazi ulja i sintetički organskim spojevima. Ovisno o korištenoj isplaci, dodaje se odgovarajući aditiv kako bi se dobili optimalni rezultati (McCormick, 2011).

Većina modernih podmazivača su površinski aktivne tvari koji se uglavnom dodaju isplakama na bazi vode. Isplake na bazi ulja sadrže određena ugljikovodična ulja koja prirodno djeluju kao podmazivači. Nedostaci podmazivača koji se koriste u isplakama na bazi ulja i onih sintetičkih su negativan utjecaj na okoliš i lošiji rezultati u nezacijevljenom dijelu kanala. Osim toga, većina sintetičkih isplaka su mješavine masnih kiselina estera koji ih čine nestabilnim u jako kiselim ili jako lužnatim sredinama. Osim toga, disociraju na visokim temperaturama te saponificiraju u prisutnosti visokih vrijednosti kalcija i

magnezija. Podmazivači na bazi vode ekološki su prihvatljiviji. Imaju sposobnost smanjenja koeficijenta trenja između čelika i stijenki kanala bušotine.

Podmazivači u isplakama na bazi vode mogu biti pomiješani s glinom ili nekim drugim sredstvom kako bi se dobila isplaka odgovarajućih svojstava. Glina ima gelirajuće svojstvo koje omogućava suspenziju krhotina i njihovo iznošenje na površinu. Najčešće korišteni podmazivači u isplakama na bazi vode uključuju bentonit i asfalt.

Podmazivači u isplakama na bazi ulja dodaju se isplakama koje sadrže tekuće ugljikovodike. Uglavnom sadrže dizel. Takve isplake se koriste radi svojstva boljeg podmazivanja i boljeg iznošenja krhotina uz manju viskoznost. Pri velikim temperaturama omogućuju nesmetan rad niza bušaćeg alata. Koriste se i kod bušenja naslaga soli, anhidrita, karnalita ili šejlova te kod kanala manjih promjera. S druge strane, u odnosu na podmazivače u isplakama na bazi vode ekološki su neprihvatljivi i znatno skuplji.

Podmazivači u sintetičkim isplakama. Najčešće korištene takve isplake su na bazi estera. Osim njih koriste se i isplake na bazi fosfornih kiselina. Obično se koriste u odobalnom bušenju naftononsnih slojeva. U odnosu na isplake na bazi ulja omogućuju bolje podmazivanje tijekom bušenja, ekološki su prihvatljiviji i jeftiniji (McCormick, 2011).

5.2.2. Čišćenje kanala

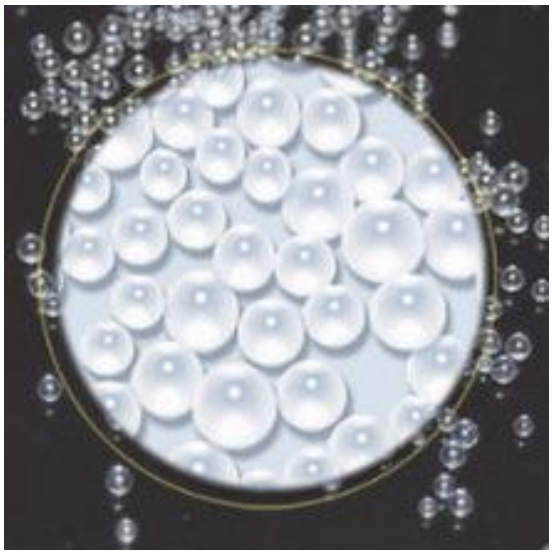
Povećana količina krhotina u kanalu smanjuje sposobnost napretka bušenja. Može uzrokovati i dodatno trošenje opreme. Kod bušotina velikog dosega krhotine se uglavnom nakupljaju u zakrivljenim dionicama što uvelike otežava njihovo iznošenje. Kako bi se osiguralo kvalitetno iznošenje krhotina važno je podesiti rotaciju alata. Povećanjem broja okretaja i dobave isplake obično se postiže bolje iznošenje krhotina (McCormick, 2011).

Naftna industrija je razvila mehaničke metode uklanjanja krhotina u zakrivljenim dionicama kanala za vrijeme bušenja. Pravilnim čišćenjem kanala, koje uključuje čišćenje dna i dlijeta, odabir isplake odgovarajućih reoloških svojstva te brzine mlaza isplake, mogu se smanjiti problemi vezani uz nakupljanje krhotina i ukloniti prekomjernu torziju i nateg. Osnovne prednosti takvog mehaničkog čišćenja su veća efikasnost, ušteda na vremenu, sigurnost te povećanje stabilnosti kanala i kvalitete izrade bušotine.

5.2.3. Kopolimerne kuglice

Korištenje kuglica je mehanički način smanjenja koeficijenta trenja (slika 5-1.). Dodaju se u isplaku ili kao suspenzija (u nosećem fluidu) te na taj način smanjuju koeficijent trenja ne mijenjajući kemijska svojstva isplake. Obično se koriste u dionicama s povećanjem kuta otklona gdje se generiraju najveće sile. Transportiraju se kroz prstenasti prostor između niza i stijenki te se talože na donjoj stijenci kanala bušotine gdje stvaraju određeni oblog. Uklanjaju se cirkuliranjem isplake do površine.

U ovom slučaju se radi o stiren-divinilbenzen polimernim plastičnim kuglicama. Mogu sadržavati mali udio pepela u svom sastavu. Nisu topive na visokim temperaturama, neabrazivne, potpuno inertne u isplaci te netoksične. Gustoća im se kreće od 1030 do 1050 kg/m^3. Stabilne su do temperature od minimalno 200 °C, a minimalna granica otpornosti na drobljenje iznosi 68940 kPa (10000 PSI). Veličine čestica se kreću od 0,125 do 1,18 mm. Pakiraju se u vreće od 22,6 kg (50 lb). (http://greatchem.en.alibaba.com)



Slika 5-1. Kopolimerne pere http://www.alibaba.com/countrysearch/LK/copolymers.html)

5.2.4. Mehanički postupci

U svrhu smanjenja torzije i natega mogu se koristiti i mehaničke alatke (slika 5-2). Uglavnom su to alatke valjkastog oblika sastavljen od rotirajuće osovine unutar nepomičnog kućišta ili razni prijelaznici. Ugrađuju se u dionice s povećanim kutom otklona gdje se očekuju najveća naprezanja. U otvorenom kanalu, smanjuju mogućnost

diferencijalnog prihvata iz razloga što stvaraju manju kontaktnu površinu sa stijenkama kanala u odnosu na spojnice. Inženjeri uglavnom preferiraju uporabu podmazivača umjesto mehaničkih alatki iz razloga što ne žele dodatnu opremu osim ako nije neophodno (McCormick, 2011).

Slika 5-2. Prijelaznik za smanjenje trenja (Tveitdal, 2011)

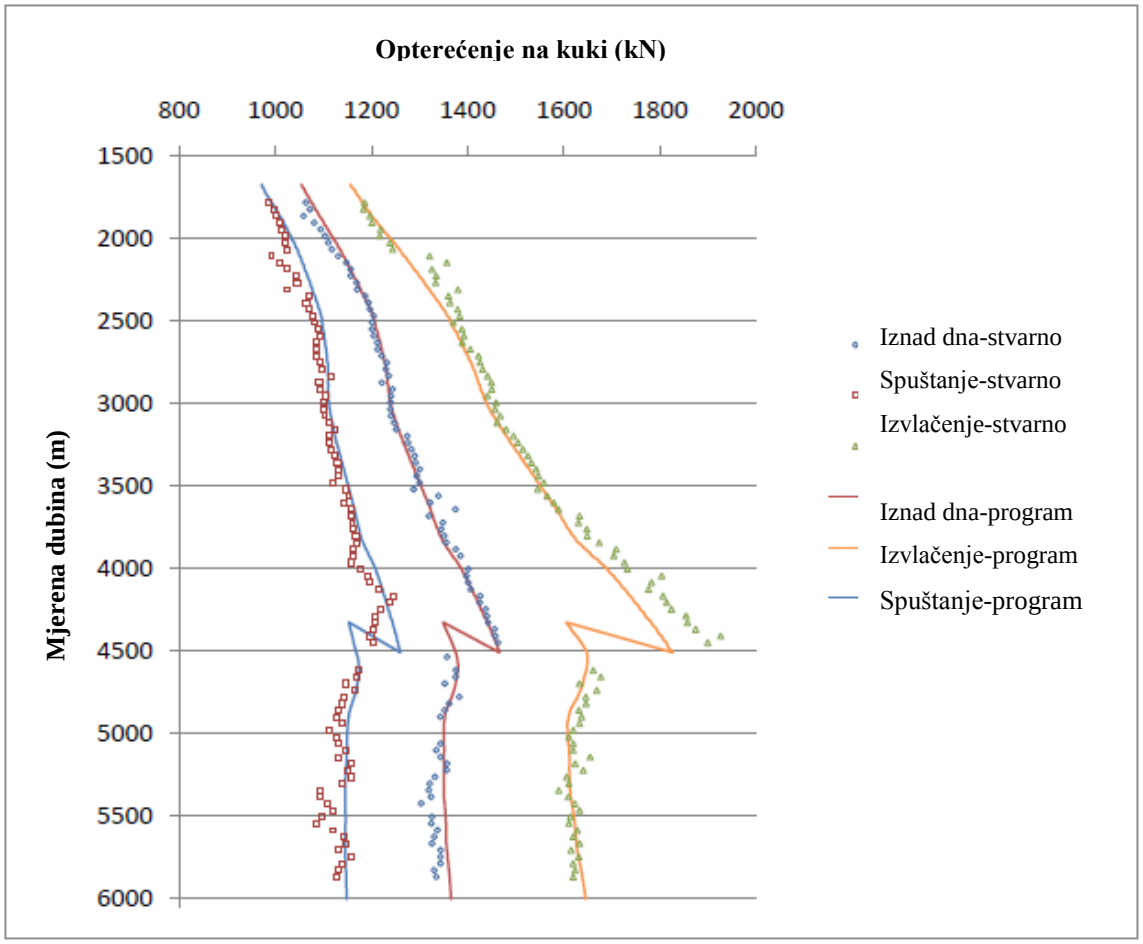
6. PRIMJERI IZ PRAKSE

6.1. Primjer određivanja torzije i natega tijekom izrade horizontalne bušotine u Sjevernom moru

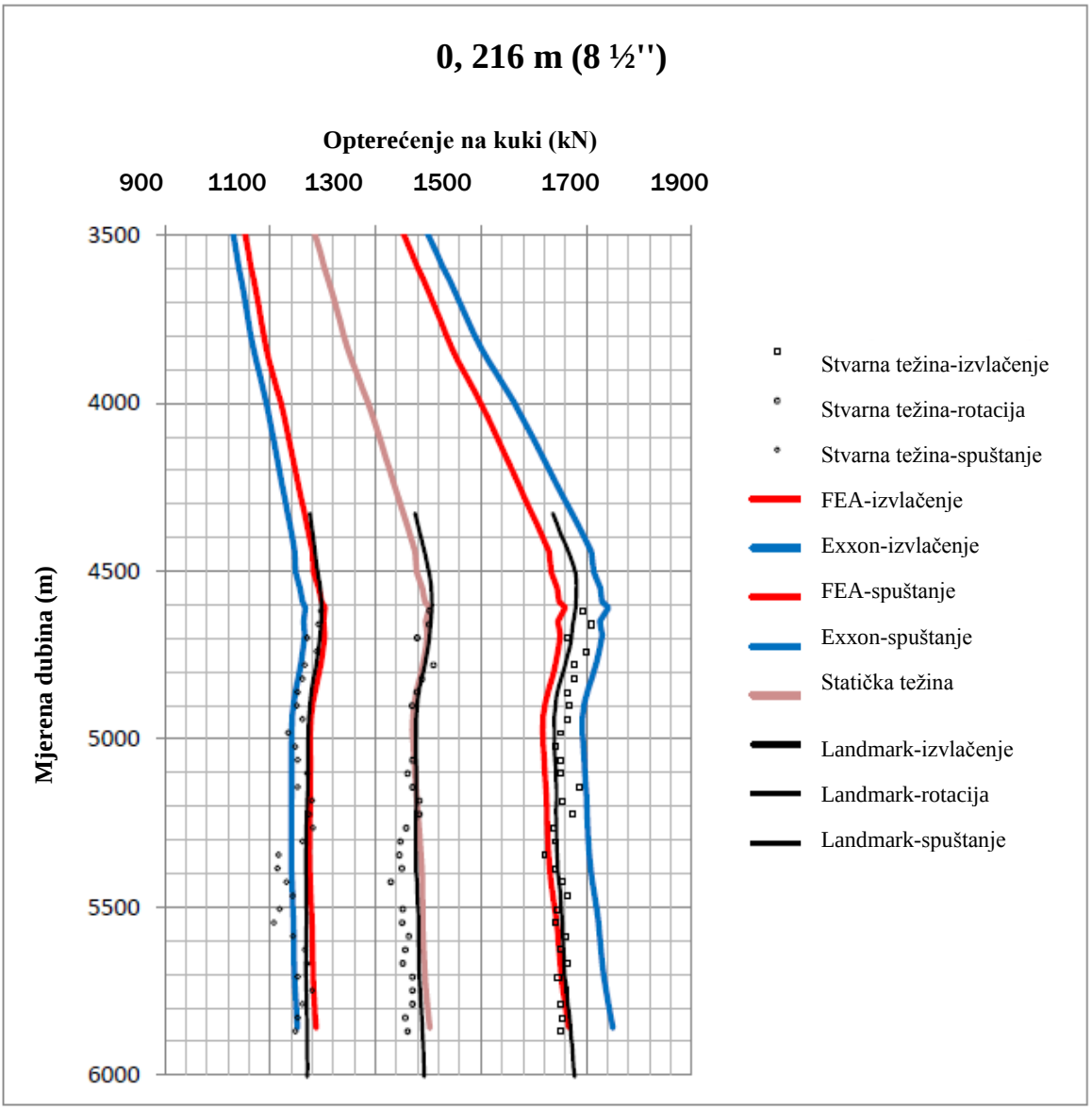
Primjer se odnosi na horizontalnu bušotinu izrađenu u Sjevernom moru korištenjem samopodižuće platforme do mjerene dubine *(engl. measured depth - MD)* od 6015 m. Zaštitne cijevi promjera 0,346 m (13 5/8") ugrađene su do dubine od 1730 mjerene dubine, a lajner promjera 0,254 m (10") od 1701 m do 4501 mjerene dubine. Modelom su postavljene tri točke skretanja kanala: na 600 m, 700 m te na 3200 m stvarne vertikalne dubine *(engl. true vertical depth – TVD)* (Tveitdal, 2011).

Bušotinu je izradila kompanija Halliburton ADT koja koristi Landmarkov Wellplan softver za simulaciju torzije i natega, uspoređujući stvarne podatke mjerenja s rezultatima dobivenim simulacijom. Landmark Wellplan softver se bazira na standardnom Johanscikovom modelu. Mjereni podaci sadrže podatke o težini alata na kuki u statičkim uvjetima, za vrijeme spuštanja i izvlačenja niza te podatke o torziji. Mjerena su rađena nakon svakog dodavanja šipki. Na slici 6-1. se nalazi dijagram s podacima o opterećenju na kuki kod različitih operacija za stvarni slučaj i za korišteni program za dionice kanala bušotine promjera 0,311 m (12 ¼") i 0,216 m (8 ½"). Na 4500 m se vidi nagli skok koji je posljedica korištenja lakšeg BHA u svrhu izrade najniže dionice. Na dijagramu su vidljiva jako mala odstupanja stvarnih, mjerenih podataka od podataka dobivenih softverskom analizom.

Na slici 6-2. prikazani su rezultati modela kojeg koristi tvrtka Exxon i koji se također bazira na Johanscikovom modelu. Napravljena je usporedba između Landmark Wellplan, "Exxon" i FEA modela. Prikazani su rezultati za dionicu promjera 0,216 m (8 ½"). Dobiveni rezultati su gotovo identični. Prisutne su neznatne razlike uslijed zaokruživanja decimala kod specifikacije niza bušaćeg alata (Tveitdal, 2011).



Slika 6-1. Usporedba stvarnih rezultata i rezultata dobivenih Landmark programom (Tveitdal, 2011)



Slika 6-2. Usporedba Landmark, "Exxon, FEA modela sa stvarnim mjerenjima (Tveitdal, 2011)

6.2. Primjer simulacije torzije i natega za Bušotinu #1

Na dijagramu priloga 1 prikazan je ispis rezultata simulacije torzije i natega Landmark programa za Bušotinu #1. Dno bušotine promjera 0,14922 m (5 7/8") nalazi se na dubini od 2720 m MD, dok TVD iznosi 2600 m. Zaštitne cijevi vanjskog promjera 0,1778 m (7") su ugrađene do dubine od 2410 m. Otklon kanal bušotine na krajnjoj dubini iznosi 34,31°. Niz bušećeg alata uključuje: bušaće šipke ukupne duljine 2455,2 m (0,0889 m; 24,63 daN/m; NC38(IF)), teške bušaće šipke ukupne duljine 139 m (0,0889 m; 36,92 daN/m), teške šipke

ukupne duljine 85 m (0,121×0,057m; NC35), nemagnetske teške šipke duljine 7 m (0,121×0,057m; NC35). Gustoća isplake iznosi 1550 kg/m^3. Programom su simulirani realni uvjeti koji bi se mogli ostvariti u jednoj odobalnoj bušotini izrađenoj u jadranskom akvatoriju, korištenjem navedenog sastava alata.

Prvi dijagram u prilogu prikazuje odnos torzije u funkciji stvarne vertikalne dubine za slučajeve spuštanja i izvlačenja alata, rotacije s dlijetom na dnu i iznad dna te za vrijeme obrađivanja kanala uz cirkulaciju isplakom *(engl. backreaming)*. Najveće vrijednosti torzije su zabilježene za vrijeme rotacije s dlijetom na dnu, a najmanje za vrijeme spuštanja niza u kanal bušotine, što je i očekivano.

Na drugom dijagramu prikazani su rezultati simulacije za očekivana uzdužna naprezanja u nizu bušaćeg alata. Sigurnosna granica za vlačna naprezanja iznosi 1750 kN. Može se vidjeti kako su najveća očekivana vlačna naprezanja na ušću te se smanjuju prema dnu kanala bušotine, dok se u dionici s povećanjem kuta otklona javljaju tlačna naprezanja koja mogu dovesti do izvijanja niza alata.

Treći dijagram prikazuje odnos opterećenja na kuki i mjerene dubine. Dozvoljena granica naprezanja iznosi 1500 kN. Naprezanje raste s dubinom zbog većeg broja šipki, a najveće naprezanje se javlja kod operacija izvlačenja alata.

Na posljednjem dijagramu prikazani su rezultati simulacije bočnih sila koje se mogu javiti uslijed kontakta niza alata sa stijenkama kanala. To je vrlo važno jer se na taj način može odrediti i predvidjeti trenje koje se javlja između niza bušaćeg alata i stijenki kanala u otklonjenim dionicama, u ovom slučaju ispod dubine od 1500 m.

Simulacija Landmark programa za odobalnu Bušotinu #1 daje povoljne rezultate za odabrani sastav alata, režim bušenja i hidraulička svojstva što znači da je sustav pravilno dizajniran.

7. ZAKLJUČAK

Za uspješnu izradu otklonjenih bušotina nužno je pažljivo planiranje, analiza i praćenje torzije i natega. Pri samoj analizi nužno je uzeti u obzir mnoge parametre poput dizajniranja putanje kanala bušotine, uvjete čišćenja kanala, moguća tlačna naprezanja u nizu bušaćeg alata, i najvažnije – trenje. Pretpostavka je da su i torzija i nateg posljedica uglavnom trenja koje se javlja uslijed kontakta između niza bušaćeg alata i stijenki kanala. Dva su važna faktora koja uzrokuju to trenje - normalna sila i koeficijent trenja koji se javlja između kontaktnih površina.

U procesu analize torzije i natega, uglavnom se koriste dva modela – analitički i numerički. Analitički model se smatra standardnim modelom jer zbog svoje jednostavnosti i dostupnosti ima široku primjenu, kako u planiranju tako i na terenu. Model se temelji na pretpostavci opuštenog niza. Drugi model jest numerički, zasnovan na metodi konačnih elemenata. Osnovna pretpostavka je pertpostavka o krutom nizu alata. U praksi su oba modela pokazala približno jednake rezultate.

Prekomjerne vrijednosti torzije i natega mogu dovesti do neželjenih posljedica poput izvijanja niza alata ili loma alata. Kako bi se to izbjeglo, moguće je primijeniti određene postupke koji se svode na smanjenje normalne sile i koeficijenta trenja. Ti postupci uključuju pravilno dizajniranje putanje kanala, korištenje alata manje težine, uporabu podmazivača te mehaničkih alatki za smanjenje trenja između niza alata i stijenki kanala.

8. LITERATURA

1. AADNOY, B.S., ANDERSEN, K., 2001. Design of Oil Well Using Analytical Friction Models. Journal of Petroleum Science and Engineering, 32 (14), str. 53-71.

2. AARRESTAD, T.V., 1990. Effect of Steerable BHA on Drag and Torque in Wells. SPE 20929, Europec 90, The Hague, Netherlands.

3. API Recommended Practice 7B.

4. DOWNTON, G., HENDRICKS, P., KLAUSEN, T.S., PAFITIS, P., 2000. New Directions in Rotary Steerable Drilling. Oilfield Review, 12(1), str. 18-29.

5. FAZAELIZADEH, M., 2013. Real Time Torque and Drag Analysis during Directional Drilling. A thesis submitted to faculty of graduate studies in practical fulfilment of requirements for the degree of doctor of philosophy, Calgary.

6. GAURINA-MEĐIMUREC, N., 2014. Usmjereno bušenje. Nastavni materijali, ak. god. 2013/2014.

7. HAHNE, U., 2004. Integrated BHA Concept of the latest Generation Rotary Closed – Loop System for Hole Sizes from 5 7/8" to 18 ¼". IADC/SPE 87168, Drilling Conference, Dallas, Texas, Ožujak 2.-4. 2004.

8. JOHANCSIK, C.A., FRIESEN, D.B., DAWSON, P., 1984. Torque and Drag in Directional Wells – Predicition and Measurements. SPE 11380, IADC/SPE Drilling Conference, New Orleans, Veljača 20.-23. 1984.

9. MANTLE, K., 2014. The Art of Controlling Wellbore Trajectory. URL: http://www.slb.com/resources/oilfield_review/~/media/Files/resources/oilfield_review/ors13/win13/defining_dir_drill.ashx (Svibanj 30. 2015.)

10. MCCORMICK, J.E., SPE, WEATHERFORD INT, CHIU, T.C., THE UNIVERSITY OF TEXAS AT AUSTIN, 2011. The Practice and Evaluation of Torque and Drag

Reduction: Theory and Field Results. SPE 147100, SPE Annual Tehnical Conference and Exhibition, Denver, Colorado, Listopad 2011.

11. MIRKOVIĆ, V., UŽAR, J., 2012. Primjena metode konačnih elemenata u građevinarstvu. Tehnical Journal 6, 2012.

12. MOODY, M., JONES, S., LEONARD, P., 2004. Development and Field Testing of a Cost Effective Rotary Steerable System. SPE 90482, SPE Annual Tehnical Conference and Exhibition, Houston, Texas, Rujan 26.-29. 2004.

13. PAYNE, M.L., ABBASSIAN, F., 1997. Advanced Torque and Drag Considerations in Extended – Reach Wells. SPE Drilling and Completition. Listopad 5.-8. 1986.

14. SHEPPARD, M. C., WICK, C., BURGESS, T., 1987. Designing Well Paths to Reduce Drag and Torque. SPE Drilling Engineering, SPE Annual Tehnical Conference and Exhibition held in New Orleans, Listopad 5.-8. 1986.

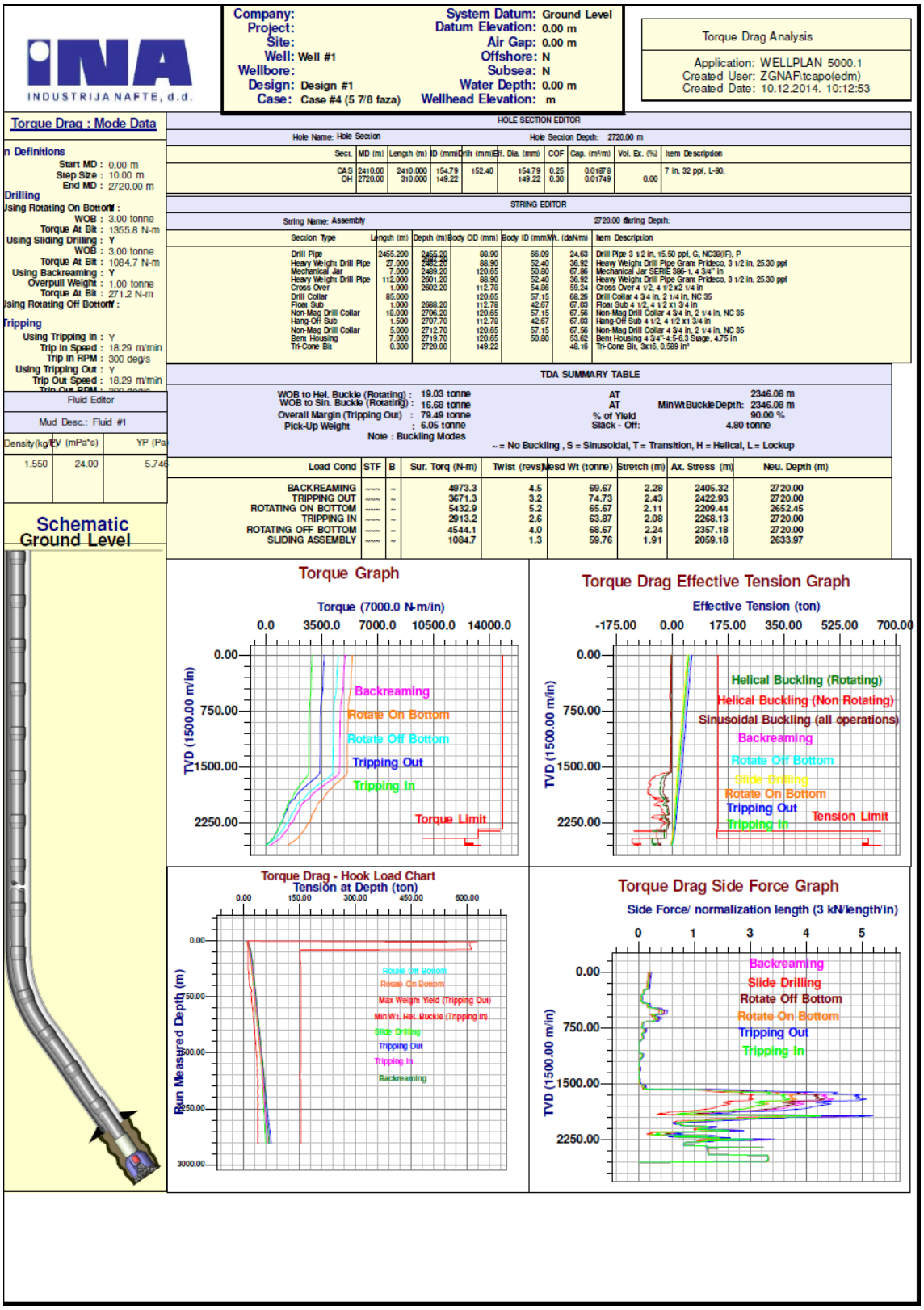
15. TVEITDAL, T., 2011. Torque and Drag Analysis of North Sea Well Using New 3D Model. Diplomski rad. Stavanger.

16. URL: http://www.alibaba.com/countrysearch/LK/copolymers.html

17. SPERRY-SUN DRILLING SERVICES, 1992. An Engineering Aproach to Horizontal Drilling. Texas, Houston, str. 30-41.

18. BAKER HUGHES INTEQ, 1997. Directional Drilling Manual.

PRILOG 1



Prilog 1. Ispis podataka Landmark programa (INA Industrija nafte, d.d.)

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno na temelju znanja stečenih na Rudarsko-geološko-naftnom fakultetu služeći se navedom literaturom.

_____