



אוניברסיטת בן-גוריון בנגב  
הפקולטה למדעי ההנדסה  
המחלקה להנדסת מכונות



**דו"ח סופי**

## **פיתוח מערכת הנעה תחתית - ימית והתאמה למערכת יעודית**

**25-10**

שמות הסטודנטים : איתן קול  
לאה מזגי

שם המנחה : פרופ' הווע גוטרמן ומיטיאס נייטו



Ben-Gurion University of the Negev

Faculty of Engineering

Department of Mechanical Engineering



### **Final Project**

# **Development of an Underwater Propulsion System and Integration Into a Dedicated Platform**

**25-10**

By: Itai Kol

Lea Mesguich

Instructed By: Prof. Hugo Guterman, Mattias Nieto

## תקציר

בדוח זה מוצג מהלך העבודה שבוצעה במשך השנה לתוכנו ויוצר של מערכת הנעה של צוללת אוטונומית לצרכי מחקר. פרויקט זה הינו חלק מפרויקט hydroCamel שהחל בשנת 2013 במעבדה לרובוטיקה אוטונומית ימית אוניברסיטת בן גוריון. מטרת הפרויקט השנה היא שיפור ביצועי מערכת ההנעה תוך התמקדות בעמידות ללחצים גבוהים יותר, אחיזה שוטפת פשוטה, מצום משקל והזלת מחירים.

האתגר המרכזי של הפרויקט הוא תוכנן מארז מנוע שישפק איטום מוחלט מפני חידרת מים, עמידות גבוהה מפני תנאים קורוזיביים קשים, ועמידות ללחצים גבוהים בעומק של עד 1000 מטרים. יתר על כן, כדי שהתחזקה תהיה פשוטה ועצמאית, עולה דרישת לייצור עצמאי של מארז המנועים.

לאחר סקירה של עבודות קודמות, לימוד התיאוריה של הנושא וסקר שוק, בהתייעצות מול המנהה הוחלט לבחור במארז מנוע יבש עם טבות חיזוק על בסיס פשוטות הייצור, משקל ומחיר הזול. על חלופה זו בוצעו חישובים תיאורתיים ואנלייזות חזוק וקריסה ועלתה המסקנה כי מארז זה אינו מביא לשיפור משמעותית מבחינת עמידות לעומת מארז יבש גלילי ללא טבות החיזוק. על כן, הוחלט להמשיך עם מארז יבש ללא טבות חיזוק מאחר והוא פשוט יותר לייצור ותחזוקה.

שלב התכנן של המערכת כלל סקר מעמיק על חלופות למנועים, אטמים וסוגי חומרים. בנוסף לכך נעשו חישובים אנליטיים מחמירים בשילוב אנלייזות חזוק וקריסה, ובדיקה בעמידה בתנאים בינלאומיים. המנוע שנבחר הינו מנוע 40 i-ec של חברת Maxon, החומר הנבחר הוא 6061-T6 aluminum והאטם שנבחר הוא אטם DINMI Turcon Roto Variseal. בוצעו חישובים תיאורתיים לבדיקת ביצועי המערכת והתקבל כי התכנן עומד במטרות היעד של דחף המערכת ועמידות בפני קריסה. בזמן כתיבת הדוח'ה תוכן המערכת בשלבי אישורים סופיים לפני רכישת רכיבים והרכבה, נוצר עיקוב בתהליכי כתוצאה מהיעדרות על בסיס מיליוןים.

## **Abstract**

This report presents the year-long process of designing and manufacturing a propulsion system for an autonomous submarine intended for research purposes. The project is part of the HydroCamel initiative, launched in 2013 at the Autonomous Marine Robotics Laboratory of Ben-Gurion University. This year's objective was to improve the propulsion system's performance, with emphasis on higher pressure tolerance, simpler routine maintenance, weight reduction, and cost savings.

The project's main challenge is to design a motor housing that guarantees complete watertightness, high resistance to harsh corrosive conditions, and the ability to withstand pressures found at depths of up to 1,000 meters. Moreover, to allow straightforward and independent maintenance, the motor housing must be manufactured in-house.

After reviewing previous work, studying the relevant theory, and conducting a market survey, in consultation with the project advisor the team chose a "dry" motor housing reinforced with stiffening rings, due to its ease of fabrication, low weight, and low cost. Theoretical calculations and strength/buckling analyses, however, showed that this design offered no significant advantage in pressure resistance compared with a plain cylindrical dry housing without stiffening rings. Consequently, the decision was made to proceed with the simpler ring-less dry housing, which is easier to manufacture and maintain.

The system design phase included an in-depth survey of motor, seal, and material alternatives. Stringent analytical calculations were performed, combined with strength and buckling analyses, while verifying compliance with strict international standards. The selected components are: a Maxon EC-i 40 motor, aluminum 6061-T6 for the housing material, and a Turcon Roto Variseal dynamic seal. Theoretical performance checks confirmed that the design meets the target thrust and collapse-resistance requirements. At the time of writing, the design is undergoing final approvals prior to purchasing components and assembly. The process was delayed during the year due to reserve-duty obligations of both students.

## תוכן עניינים

1 .....	מבוא.....	1.
1 .....	תיאור הפרויקט והמטריבציה לעבודה .....	.1.1
1 .....	מטרות הפרויקט.....	1.2.
1 .....	גבולות הפרויקט.....	1.3.
2 .....	חשיבות העבודה .....	1.4.
2 .....	מבנה העבודה ותרומתה העיקרית.....	1.5.
2 .....	רקע .....	.2
2 .....	סקירה ולימוד של עבודות קודמות.....	.2.1
3 .....	מכניקת הזורמים.....	2.2.
4 .....	מנוע HydroCamel ורכיביו .....	2.3.
4 .....	מנוע Inrunner ומנוע Outrunner .....	.2.3.1
4 .....	דחף .....	2.4.
4 .....	פרופולור .....	2.4.1.
5 .....	קונוס פלייטה .....	2.4.2.
6 .....	קונקטורים ימיים .....	2.5.
7 .....	מפורט דרישות מהמערכת .....	3.
7 .....	חלופות לאטימת המנועים .....	4.
7 .....	חלופות למנוע Inrunner .....	4.1.
7 .....	אופציה 1- מארז השוואת לחצים .....	4.1.1.
8 .....	אופציה 2- מארז מנוע יבש עם טבעות חיזוק .....	4.1.2.
9 .....	אופציה 3- מארז יבש עם ספירות פנימיות .....	4.1.3.
9 .....	איטום ציר המנוע .....	4.2.
9 .....	צימוד מגנטי .....	4.2.1.
10 .....	Rotary Shaft Seal .....	.4.2.2
10 .....	אטם מכני .....	4.2.3.
11 .....	חלופות למנוע Outrunner .....	4.3.
11 .....	בחירה סוג מארז ואטימה צירית .....	4.4.
12 .....	בחירה מנוע .....	4.5.
12 .....	חישובי מומנט ודחף .....	.4.5.1

15 .....	בחירה מנوع חשמלי	.4.5.2
15 .....	בחירה חומרים	4.6.
16 .....	תהליך אנדיזציה	4.7.
16 .....	חישובי חוזק וקריסה	.5
16 .....	חזק	.5.1
17 .....	קריסה	5.2.
17 .....	חישובי קריסה על פי תקן ASME	5.2.1.
18 .....	סימולציות מעוות	5.2.2.
19 .....	סימולציות מאמץ	.5.2.2.1
20 .....	סימולציות מעוות	5.2.2.2.
20 .....	תקן נבחר	.6
21 .....	גוף המארז	6.1.
21 .....	מתאים ציר המנוע	6.1.1.
22 .....	מכסה קדמי	6.2.
22 .....	מחבר הכרטיס האלקטרוני	6.2.1.
23 .....	מכסה אחורי	6.3.
23 .....	Rotary Shaft Seal	6.3.1.
24 .....	קונוס פליטה	6.4.
25 .....	טופסן קדמי	6.5.
25 .....	טופסן אחורי	6.6.
26 .....	חיבור לצוללת HydroCamel	6.7.
26 .....	חישובי חזק	7.
26 .....	חזק הברגות	7.1.
26 .....	חישובי הברגות	.7.1.1
27 .....	כוח צירי בתבריג	.7.1.2
28 .....	תנאי עצירה עצמית	7.1.3.
29 .....	מומנט פתיחה וסגירה	7.1.4.
30 .....	חישוב מאמצי גזירה	.7.2
31 .....	חישוב מאמצן מעיכה	.7.3
31 .....	חישוב חזק התופסנים	7.4.

32 .....	חישוב מאמצן גזירה של ASA	.7.5
33 .....	חישוב המאמצן הכספי על התופסן	.7.6
33 .....	חישוב מאמצן הלחיצה של הבורג על התופסן	.7.7
33 .....	השפעת תהודה ורטט על מערכת ההנעה	8.
33 .....	תדר של המנווע	8.1.
34 .....	תדר של המארז	.8.2
35 .....	כוחות על הברגים כתוצאה מרטט	.8.3
37 .....	ניהול סיכונים ותוכנית עבודה	.9
38 .....	הערכתה כלכלית	10.
40 .....	סיכום	11.
41 .....	מקורות	12.
43 .....	נספחים	.13

## רשימת איורים

2 .....	איור 2.1 - מיקום מנוע הצלולת (מימין) דרגות התמרון (משמאלי) [1]
5 .....	איור 2.2 - אופן חיבור הgel לפרופלור (מימין) ואופן נעילת הgel לפרופלור (משמאלי)
5 .....	איור 2.3 - פרופיל Accelerating duct (שמאל) ו-duct decelerating (ימין)
6 .....	איור 2.4 - פרופיל Nozzle 19A [6]
6 .....	איור 2.5 - קונוס פליטה בשילוב עם מיישר זרימה מסוג כוכב [2]
7 .....	איור 2.6 - קוונטור ימי מהברת ממושך Subcooler
-3 .....	איור 4.1 - דיאגרמת מארז השוואת לחצים עם הרכיבים הקיימים בה : 1-דופן המארז, 2- שמן מינרלי,
8 .....	מיכל גמיש, 4- קוונטור ימי, 5- מנוע, 6- ציר המנוע, 7- אטם דינמי
8 .....	איור 4.2 - דיאגרמת מארז יבש עם טבעות חיזוק [10]
9 .....	איור 4.3 - דיאגרמה של מארז יבש עם ספירות פנימיות [10]
9 .....	איור 4.4 - דיאגרמה של צימוד מגנטי [30]
10 .....	איור 4.5 - דיאגרמת אטם מסוג Shaft [31] Rotary
10 .....	איור 4.6 - אטם מכני [34]
13 .....	איור 4.7 - תיאור סכמטי של זווית הפשיעה
14 .....	איור 4.8 - דחף ומומנט המנוע כתלות ב מהירות המנוע
19 .....	איור 5.1 - סימולציות מאמצ עבור גליל בעל דופן של 3.5 מ"מ
19 .....	איור 5.2 - סימולציות מאמצ עבור גליל בעל דופן של 5 מ"מ
20 .....	איור 5.3 - סימולציות מעות של הגלים השונים - (a) גליל פשוט בעובי של 3.5 מ"מ, (b) גליל מחזק בטבעות בעובי של 3.5 מ"מ, (c) גליל פשוט בעובי של 5 מ"מ, (d) גליל מחזק בטבעות בעובי של 5 מ"מ
20 .....	איור 6.1 - תמונה פיצוץ של מארז המנוע (1-קונוס פליטה, 2-תופסן אחורי, 3-O-ring 2-017, 4-O-ring 2--4, 5- גוף המארז, 6- מנוע, 7- כרטיס אלקטронני, 8- מתאם לכרטיס, 9- מכסה קדמי, 10- תופסן קדמי, 11- קוונטור ימי, 12- O-ring 2-030-12, 13-מתאים לציר המנוע, 14- מכסה אחורי, 5- פרופולור)
21 .....	איור 6.2 - חתך גוף המארז
21 .....	איור 6.3 - גוף המארז
21 .....	איור 6.4 - מתאים ציר המנוע
21 .....	איור 6.5 - חתך מתאים ציר המנוע
22 .....	איור 6.6 - מכסה קדמי
22 .....	איור 6.7 - חתך מכסה קדמי (1-כרטיס אלקטронני, 2-O-ring 2-030, 3-M3, 4-מכסה קדמי, 5- קוונטור ימי, 6- מחבר כרטיס אלקטронני, 4- טבעת אבטחה פנימית, 8- בורג M3X10)
23 .....	איור 6.8 - מחבר הcartis האלקטרוני
23 .....	איור 6.9 - חתך מכסה אחורי (1-מתאים ציר המנוע, 2- מכסה אחורי, 3- גוף המארז, 4-borog M2.5X10, 5-borog M3X12, 6-O-ring 2-017-7, 7-O-ring 2-130)
23 .....	איור 6.10 - מכסה אחורי
24 .....	איור 6.11 - טבלת מאפיינים גיאומטריים לפרופיל קונוס פליטה מסוג A [15]
25 .....	איור 6.12 - חתך קונוס פליטה (1- קונוס פליטה, 2-תופסן אחורי, 3-O-ring 2-130, 4- מתאים ציר המנוע, 5- פרופולור)
25 .....	איור 6.13 - קונוס פליטה
25 .....	איור 6.14 - תופסן קדמי

25 .....	איור 15 - תופסן קדמי מקובע על מארז המנווע
25 .....	איור 16 - תופסן אחורי .....
25 .....	איור 17 - תופסן אחורי מקובע על מארז המנווע .....
26 .....	איור 18 - מתאש הצלולת .....
26 .....	איור 19 - חתך מתאש הצלולת .....
26 .....	איור 20 - חיבור המנווע למטאש .....
26 .....	איור 7.1 - סכמה של הברגה .....
27 .....	איור 7.2 - סכמת כוחות על הבורג [1] .....
30 .....	איור 7.3 - תיאור השטחים של התבrieg המוטרחים לגזירה או מעיכה [1] .....
32 .....	איור 7.4 - סכמת כוחות על התופסנים .....
34 .....	איור 8.1 - דיאגרמה של אופנים טבuisים תחת עומס חיצוני [19] .....
38 .....	איור 9.1 - תרשימים גאנט .....

## **רשימת טבלאות**

12 .....	טבלה 4.1 - השוואה בין דרכי האטימה השונות לכל סוג מארז .....
15 .....	טבלה 4.2 - ריכוז תכונות החומרים האופציונאליים (נספח ה) .....
16 .....	טבלה 4.3 - תקני אנדיזו ומשמעותם [32] .....
18 .....	טבלה 5.1 - תוציאות העמידות לחץ חיצוני של גלילים .....
22 .....	טבלה 6.1 - רדיוס כיפוף מינימאלי של סוגי כבליים [33] .....
27 .....	טבלה 7.1 - מאפייני התבriegים של מערכת מארז המנווע .....
32 .....	טבלה 7.2 - תכונות החומר (ASA) Acrylonitrile Styrene Acrylate [29] .....
35 .....	טבלה 8.1 - טבלאות תקן ISO 10816 לסיוג רמות רטט של מכונות [16] .....
38 .....	טבלה 10.1 - הערכה כלכלית של עבודות התקן .....
39 .....	טבלה 10.2 - הערכה כלכלית של ייצור המארז .....

## רשימת סימנים

סימן	משמעות	סימן	חשיבות	משמעות	חשיבות	סימן
$F_B$	כוח ציפה	$v_f$	מהירות הזרימה אחרי הדחף	$[N]$	$v_f$	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$V$	נפח הגוף השקוע בתוך הנוזל	$v_i$	מהירות הזרימה לפני הדחף	$[m^3]$	$v_i$	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$\rho_f$	צפיפות מי ים	$B$	מקדם הציפה של מארז	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	$B$	-
$g$	תאוצת הכביד	$W_r$	משקל טבעת חיזוק במארז ספירות מתלכדות	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	$W_r$	$[kg]$
$P$	לחץ	$a_0$	רדיויס חיצוני של טבעת החיזוק	$[Pa]$	$a_0$	$[mm]$
$P_0$	לחץ בפני המים	$a_i$	רדיויס פנימי של טבעת החיזוק	$[Pa]$	$a_i$	$[mm]$
$h$	גובה עמוד הנוזל	$R$	הגלילית במארז ספירות מתלכדות	$[m]$	$R$	$[mm]$
$t$	עובי דופן	$\rho_s$	צפיפות הקליפה	$[mm]$	$\rho_s$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\tau$	מקדם פואסון	$\rho_r$	צפיפות טבעת החיזוק	$[-]$	$\rho_r$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\sigma_y$	מאםץ כניעה	$\rho_w$	צפיפות המים	$[MPa]$	$\rho_w$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
$\sigma_s$	מאםץ UTS	$b$	עובי טבעת חיזוק	$[MPa]$	$b$	$[mm]$
$E$	מודול יאנג	$C$	יחס הרדיויס פנימי לחיצוני	$[GPa]$	$C$	$[-]$
$\rho$	צפיפות	$n$	מספר טבעות החיזוק	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	$n$	$\#[\#]$
$r$	רדיויס חיצוני של גליל	$\sigma_{memb}$	מאםץ בקליפת המארז	$[mm]$	$\sigma_{memb}$	$[MPa]$
$\delta_r$	הდפורמציה בכיוון הרדיאלי	$\sigma_r$	מאםץ בטבעת חיזוק ברדיויס פנימי	$[mm]$	$\sigma_r$	$[MPa]$
$\delta_l$	הდפורמציה בכיוון האורכי	$P_{crL}$	לחץ קריטי לקריסת אוניות	$[mm]$	$P_{crL}$	$[Pa]$
$l$	אורך המארז	$P_{cr}$	לחץ קריטי כללי לקריסה של מארז ספירות מתלכדות	$[mm]$	$P_{cr}$	$[Pa]$
$D_0$	קוטר חיצוני של מעטפת מארז	$E_s$	מודול יאנג של חומר המארז	$[mm]$	$E_s$	$[GPa]$
$D$	כוח הגרר	$L_s$	אורץ בין טבעות חיזוק	$[N]$	$L_s$	$[mm]$
$C_d$	מקדם הדחף	$I$	מומנט אינרציה	$[-]$	$I$	$[mm^4]$
$T$	דחף	$\dot{m}$	ספריקה מסית	$[N]$	$\dot{m}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$

## 1. מבוא

פרק זה כולל תיאור של הפרויקט וחשיבותו, וمرחיב על דרישות הפרויקט וגבולות העבודה.

### 1.1. **תיאור הפרויקט והמטרותיה לעובדה**

חקר חיים ופיתוח מערכות עבודה בסביבה ימית הם תחומיים מתפתחים בעולם, במיוחד עם גילויי הגז בישראל. מערכות תת-ימיות קטנות, אוטונומיות או נשלחות מרוחק, נחוצות מאוד בזכות יכולתן לבצע סריקות, בדיקות ואבחונים בקרקעית הים ובצינורות נפט וגז, ללא סיון לחץ אדם. הפרויקט הוא חלק מיזמה שהחלתה בשנת 2013 לפיתוח וייצור צוללת אוטונומית, הנקראת בשם "הידrocאמל", למטרות מחקר. מטרתו היא לפתח צוללת מודולרית עם מערכת קבלת החלטות אוטונומית, שתוכן לנوع במספר דרגות חופש במים ונitin לשנע אותה בקלות. הצוללת מסוגלת לבצע סריקות תת-ימיות מקיפות, לאסף דגימות ולבצע פעולות מכניות פשוטות, ובכך לחסוך כוח אדם ומשאבים רבים. בתחום כלי השיט התת-ימיים הללו מושכים ממשיכם להתרחב בשנים הקרובות בארץ ובעולם, מאחר ויש לו שימושים פוטנציאליים רבים בתחומיים צבאיים, מסחריים ומilitaryים. יחד עם הצורך בצללות לא מושאות, גדל הצורך ברכיבים לצוללות אלו. מנוע המדחף של הצוללת הוא רכיב קריטי, המשפיע על התנועה במים, על ניצול האנרגיה והארכת זמן העבודה של המערכת. המՃפים משמשים להנעת הצוללת לעומק המים וקובעים את יכולות התמרון של הצוללת. עבודה זו מKENה למערכת ההנעה תפקדים קריטיים בפעולת הצוללת באופן שוטף ולכון שיפור וייעול של מערכת זו תשפיע משמעותית על פעולה הצוללת בכלל. המנוועים לייצור הדחף שבשימוש בצלلات יום אינם מיוצרים יותר ולא קיימת להם תמייה טכנית, על כן נדרש למצוא להם חלופות ולתכנן עבורים מארזים מותאמים שייעמדו בדרישות המערכת. פרויקט זה שואף לספק פתרונות ייעילים לעבודה תת-ימית של המנוועים, תוך שיפור יכולות הצוללת והזלת עלויות הרכיבים והיצור ביחס למה שקיים כיום.

### 1.2. **מטרות הפרויקט**

מטרת העל של הפרויקט היא מציאת חלופה למנוועים הקיימים שאינם מיוצרים ונדרש להחליפים, והמטרה השנייה הינה שיפור יכולת התמרון של ההידרכאמל. על מנת להגיע לעיד יישן מספר מטרות שיש להשיג:

1. תכנון מארז המסוגל לעמוד בלחצים גבוהים יותר מאשר שניתן יום.
2. ייצור מארז למנוועים שאטום למים, קל משקל ומננה חום ביעילות.
3. העלאת הדחף שמופק ביחס לקיימים.
4. הזלת עלויות ביחס לקיימים בשוק.
5. התאמת המארז למנוועים השונים בגוף: הכנפיים, מנועי הדחף ומנוועי כיוון של הצוללת.

### 1.3. **גבולות הפרויקט**

במסגרת הפרויקט יתוכנן מארז למנועי הדחף, גוף וכנפיים של ה-Hydrocamel תוך עמידה בדרישות התכנון שהוגדרו. פרויקט זה לא יעסוק בתכנון המדחף הקיים וכבר קיים אחד מתאים, אם כי יבדקו חלופות למנועי הדחף.

## 1.4. חסיבות העבודה

- שיפור עומק העבודה של המערכת הקיימת.
- הוזלה משמעותית של מערכת ההנעה.
- ייצור מוצר בפיתוח עצמי.
- שיפור הדוח המופק.

## 1.5. מבנה העבודה ותרומתה העיקרית

בתחילת הדוח יוצג הרקע התיאורטי המהווה בסיס להבנת האלמנטים השונים של הפרויקט. כמו כן יוצג מפרט הדרישות אשר יאפשר את האתגרים שהפרויקט יצטרך לחתם להם מענה. לשם כך, יוצגו מספר אלטרנטיבות אפשריות, תוך הצגת היתרון והחסרונות שלהם כאשר לבסוף תיבחר אחת שתחקר לעומק. בהמשך יוצגו החישובים והסימולציות לפיהן נבדקה עמידתו של האלטרנטיבה לדרישות המפרט. לבסוף, יוצג התכנון הנבחר בצורה נרחבת עם חישובי חזוק מתאימים, וכן הערכה כלכלית, סיכון ומסקנות.

יצוין כי, פרויקט בנושא זה נעשה כבר פעמיים בעבר (ברונו ברלק 2016, נדב בן סימון ואחרון זלצמן 2018) אך פרויקטים אלו תוכננו לעומקים של 300 מטר לעומק והתבססו על מנוע חשמלי שבר לא מיוצר, ועל כן התכנון בפרויקט זה יהיה שונה.

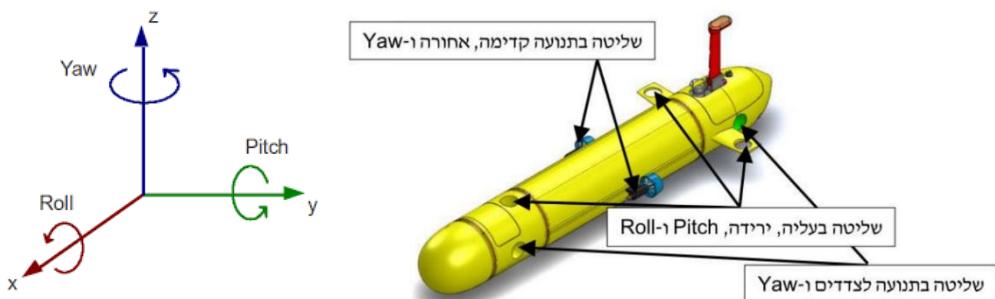
## 2. רקע

פרק זה יפורט הרקע התיאורטי לפרויקט הכולל סקירה של עבודות קודמות, תיאור של העקרונות המובילים בעבודה, ועל הרכיבים העיקריים בו.

### 2.1. סקירה ולימוד של עבודות קודמות

הצלולת HydroCamel בנוייה ממעטפת הנראית כגיל מוארך. המעטפת מורכבת מסיבי פחמן ומטרתה להגן ולהוות בסיס ליזיוד הרכיבים הפנימיים של הצלולת. בנוסף, על מנת למנוע נזקים כתוצאה מהפרשי לחצים גבוהים בין פנים הצלולת לטביה הימית קיימים חרויי הצפה וניקוז. חרויים אלו מציפים את כל הצלולת פרט לתאים מסוימים כגון תא המחשב, תא המצלמה, תא סוללות ומכשורי מדידה.

הצלולת תוכננה להיות עם 6 דרגות חופש אותן היא משיגה בעזרת מנועה השוניות. להלן איור המציג את מיקומי המנועים על הצלולת הידראולית ואת התמرون שכלי מנקה. המנועים הם מסוג DC Brushless.



איור 1.2 - מיקום מנועי הצלולות (מיימין) דרגות התמرون (משמאלי) [1]

- שליטה b-Roll מושגת על ידי שני מנועים קטנים הממוקמים על הכנפיים אשר הפעלתם יוצרת צמד כוחות המתנגדים למומנט הסיבוב של הצלולת.
- ה-Yaw מושג באמצעות שני מנועים שמוקמים הרחק ממרכז המסח, כך שהפעלתם בכיוונים מנוגדים מאפשר לצוללת להסתובב סביב צירה.
- ה-Pitch מושג באמצעות שני המנועים של b-Roll- אשר מופעלים באותו הכיוון, כאשר הדחף שכט אחד מספק שווה למחצית הדחף של המנוע הקדמי של הצלולת .
- שליטה בכיוון ההתקדמות (קדימה/ אחורה) מושגת על ידי שני מנועים ראשיים.

## 2.2. מכניות הזורמים

בפרויקט זה המערכת צריכה לעמוד בתנאי סביבה מתקיימים בעומק של עד 1000 מטר מתחת לפני המים. כדי להתאים את המערכת לדרישות יש להכיר את התנאים הסביבתיים המתקיימים בים בעומק זה, ובפרט בים התיכון והים האדום. לשם כך נתקדם בטמפרטורה והלחץ המאפיינים את סביבה זו. הטמפרטורה של מי הים יורדת ככל שיורדים בעומקים ונעה בין 4-7 מעלות צלזיוס בעומק של קילומטר מתחת לפני הים [3]. בים האדום לעומת זאת טמפרטורת הים נשמרת לכל עומקה לכ-20 מעלות צלזיוס. באשר להחצים מדובר על **לחץ הידרוסטטי**, שהוא תוצאה של משקל המים הולחץ על עצם מסויים כלפי מטה כתוצאה מכוח הכבידה. חישוב הלחץ על עצם בעומק הרצוי מושבע בזורת חוק פסקל, אשר מתאר את הלחץ בנזול במצב של שיווי משקל מכני :

$$P = P_0 + \rho_f gh \quad (1)$$

כאשר  $P_0$  מייצג את הלחץ שנמצא על פני הים ושווה ל- 1 atm,  $h$  הוא גובה עמוד הנזול,  $g$  תאוצת הכבידת כובד ו-  $\rho_f$  צפיפות המים השווה ל- 1  $\left[ \frac{g}{cm^3} \right]$ .

מcean שעבור עומק של 1000 מטר הלחץ שהמערכת צריכה לעמוד בו יהיה שווה ל- 10.1 MPa .

אלמנט נוסף שיש להתחשב בו הוא **הציפה** של הצלולת HydroCamel. ציפה היא הכוח שפועל נזול על גופו המצווי בתוכו, בכיוון מנוגד לכוח המשיכה. בנזולים, הלחץ גדל עם העלייה בעומק, ולכן הלחץ על פני השטח התחתון של הגוף טבול גבוה מהלחץ על חלקו העליון. הפרש לחצים זה יוצר כוח כלפי מעלה, הנקרא כוח הציפה. אם צפיפות הגוף נמוכה מצפיפות הנזול, כוח הציפה יעלה על משקל הגוף, והגוף יצוף. לעומת זאת, אם צפיפותו גבוהה יותר, משקלו יגבר על כוח הציפה והוא ישקע. כל זאת ניתן לתאר בזורת חוק ארכימDESC :

$$F_B = \rho g V \quad (2)$$

כאשר  $F_B$  הוא כוח הציפה הפועל על הגוף,  $\rho$  צפיפות הנזול,  $g$  תאוצת הכבידת כובד ו-  $V$  נפח הגוף הנמצא בתוך הנזול.

בצלולת HydroCamel מתקיימת ציפה חיובית, כלומר היא נוטה לצוף באופן טבעי. לכן, יש לשים דגש על משקל המנוע וה动员, כדי לא לפגוע בצדפה החיובי שלה [2].

## 2.3. מנועי HydroCamel ורכיביו

לצוללת ה- HydroCamel קיימים 7 מנועים מסוג DC Brushless Motor האחראים על התמרון שלה במים. מנוע DC ללא מברשות (DCBL) הוא מנוע חשמלי שפועל בזרם ישיר אך בניגוד למנועים DC מסורתיים, הוא אינו משתמש בمبرשות כדי להמיר את הזרם החשמלי לתנועה מכנית. המנועים האלה פועלים באמצעות מערכות של מגנטים אלקטромגנטיים ורכיבים אלקטרוניים המחליפים את המברשות המסורתיות. הוא מורכב מ-3 רכיבים עיקריים: סטטור, רוטור ובקר אלקטרוני.

הסטטור יכול להימצא בחלק החיצוני (Inrunner) או הפנימי (Outrunner) של המנוע, כאשר הוא מורכב מסלילים חשמליים אשר יוצרים שדה מגנטי ברגע שהזרם זרם חשמלי. החלק שמסתובב במנוע הוא הרוטור והוא מכיל מגנטים קבועים. על מנת לייצר את התנועה, זרם חשמלי מוזרם לסלילים בסדר משתנה, ויוצר שדה מגנטי מתחלף שימוש שודך את הרוטור, ובכך מסובב אותו. כאמור במקומות מברשות, במנוע DCBL קיים בקר אלקטרוני שודך לשיבוב רציף של הרוטור ולשינוי כיוון הזרם בהתאם לצורך על ידי בקרת זרימת זרם חשמלי לסלילי המנוע [4].

### 2.3.1. מנועי Inrunner ומנועי Outrunner

ההבדל העיקרי בין מנוע Inrunner למנוע Outrunner נובע מצורת המבנה שלהם, כך שמנוע Inrunner בדרך כלל יהיה בעל קווטר קטן יותר וארוך יותר יחסית למנוע Outrunner במשקל דומה. בנוסף, מנוע Inrunner יהיה בעליחס  $\frac{RPM}{Watt}$  גובה יותר ביחס למנוע Outrunner. הסיבה לכך נובעת מההבדלים הפיזיים בין שני המנועים, כך שהקווטר הגדל של מנוע מסוג Outrunner יוצר היקף גדול יותר שיש לנוע בו בסיבוב אחד. עם זאת, מנועי Outrunner מתאימים במיוחד לייצור מומנט גובה יותר [5].

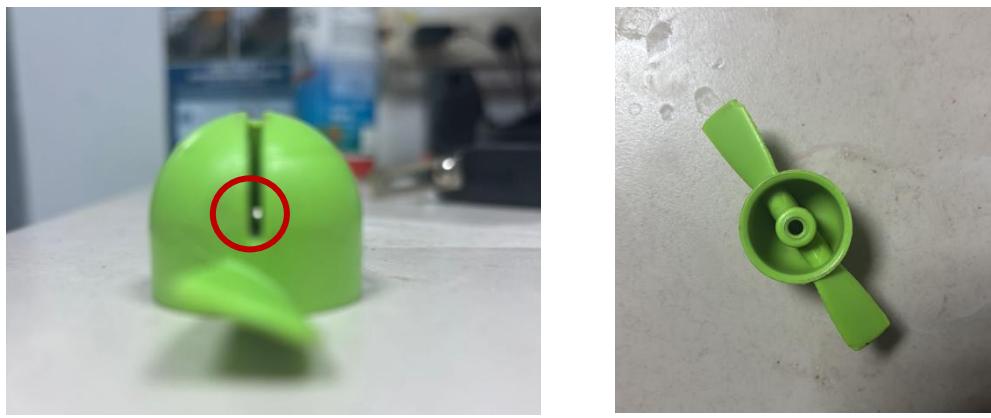
סיווג המנועים יהיה בהתאם למיקומם על פני הצוללת. כאמור לכל מנוע יש תפקיד מסווב בהיבט של אופן התמרון, ובהתחשב במיקומו ביחס למרכז המסה של ה"הידרוכאמל" ולמומנט שעליו לייצר יותר מסוג המנוע. למשל, מנועי הכנפיים שאחראים על ה- Roll ו- Pitch בעלי זרוע מומנט קטנה ביחס למרכז המסה. לפיכך, קיים צורך במנוע שיפיק כוח רב יותר על מנת להתגבר על מגבלה זו. באשר למנועים המורכבים בוגן הצוללת זרוע המומנט גדול יותר יחסית ולכן ניתן להשתמש במנועים חזקים פחות.

## 2.4. דחף

פרק זה יוצגו האלמנטים העיקריים האחראים על דחף המערכת: הפרופולור וקונוס הפליטה.

### 2.4.1. פרופולור

פרופולורים בסיל"ד נموذג משמשים במערכות הנעה לצוללות על מנת לספק דחף אפקטיבי בשקט יחסית ובעילוות גבוהה. אופן יצירת הדחף מתבצע על ידי סיבוב הלהבים בזווית יחסית למשור הסיבוב, מה שדוחף את המים לאחריו ויוצר כוח דחף קדימה על הצוללת. בפרויקט קודם (ברונו ברלק 2016) חושב הדחף שיופיק מהפרופולור של Axial SeaRobotix עם המנוע RNL85, בעל מהירות סיבוב של 4000 סל"ד, באמצעות Tablasot B-series (Gaafary, El-Kilani, and Moustafa 2011). מהחישובים נמצא כי הפרופולור מסוגל לייצר דחף של 5 ק"ג עבור מנוע זה. עם זאת, אופן נעלמת הציר לפרופולור נגור בעת הפעלת המנועים ולכן נמצא לכך פתרון בהמשך הפרויקט.

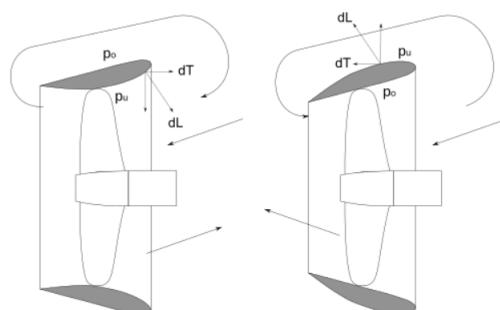


איור 2.2- אופן חיבור הgal לפרופלור (ימין) ואופן נעילת הgal לפרופלור (משמאל)

#### 2.4.2. קונוס פלייטה

כאשר הפרופלור מסתווב נוצר הפרש לחצים, כך שמאחורי הלחבים נוצרים אזוריים בעלי לחץ גבוה ומפנייהם לחץ נמוך, מה שמספק את הכוח הדרוש להנעה. עם זאת, בקצת כל להב נוצרים הפסדים כתוצאה מבריחת מים בשל הפרשי הלחצים הללו. בנוסף, החיכוך מצמיגות המים שנעה לאורך הלחבים מפחית גם כן את יעילות המדחף. כאשר עומס הדחף עולה ההפסדים הללו עולים גם כן.

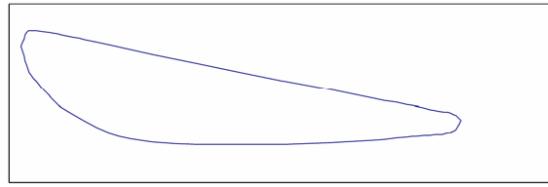
מכאן מגיעה חשיבותו של קונוס הפלייטה (או בית המדחף) בכך שהוא משפר את ביצועי הדחף על ידי שינוי מאפייני הזרימה סביבה המדחף, מגביל את זרימת המים לקצוות הלחבים, מפחית את תופעת הקוויטציה ומגן על המדחף מפני נזקים פיזיים. הוספת קונוס פלייטה יכולה לשפר את הדחף עד כ-25% ביחס לדחף הקויים עם פרופלור בלבד. נהוג לתאר את קונויסי הפלייטה כסוג של תעלת, כאשר ההבדל בין הסוגים השונים מתבטא בפרופלור בלבד. על מנת לענות על דרישות הפרויקט סוג בית המדחף שיש להתאים למערכת הוא מסווג בפרוfil הדזוף. על מנת לדחף מסווג זה פרוfil תעלת המתעקל כלפי פנים כך שמהירות הזרימה גדלה בתעלה לכיוון המדחף. Accelerating ducts.



$$\begin{array}{ll} dT = \text{Thrust} & p_u: \text{Negative pressure} \\ dL = \text{Lift} & p_o: \text{Positive pressure} \end{array}$$

איור 3.2- פרוfil decelerating duct (ימין) ו- Accelerating duct (שמאל)

על פי חוק ברנולי הعلاאת מהירות גורמת לירידה בלוח הסטטי ולהעלאת לחץ הדינמי, מה שմגביר את הדחף ויעלות ההנעה. סוג זה של בית מדחף יעיל עבור כלים שנעים ב מהירות נמוכות יחסית ובלי מתחפים עם קוטר מוגבל . ב מהירות שגובהה מ-[18 knot] הגרא שנוצר מתעלת על הדחף והיעילות יורדת. הפרוfil הסטנדרטי עבור קונוס פלייטה האצה נקרא Nozzle 19A [6].



איור 4.2 - פרוFILE 19A Nozzle [6]

הצוללת HydroCamel אינה מתוכננת לנوع ב מהירות שגובהה מ- [knot] 18, ולכן הפרופיל 19A יכול לענות על צרכי הפרויקט. פרמטר נוסף שיש להתחשב בו הוא היחס בין הקוטר הפנימי לאורך הכללי של International Journal of Marine Engineering Innovation and Research מצא כי ככל שהיחס אורך-קוטר של בית המדחף גדול, הדחף המתתקבל פוחת אם כי המומנט המתתקבל גדול. היחס האופטימאלי שנמצא עבור פרמטר זה הוא 0.5 [7].

דרך נוספת להגדיל את הדחף הנוצר הוא באמצעות שימוש **במיישר זרימה**. המטרה המרכזית של מיישר זרימה היא ליישר וליציב את פרוFILE הזורמה על מנת להפחית את השפעת המערבבות ולהבטיח פרוFILE מהירות עקי. כל זאת הוא מושג באמצעות יישור וקטורי המהירות של הזורם, דבר המבטיח חלוקה אחידה על פני חתך הצינור מה שבטיח ניצול מרבי של המים שעובר דרך קונוס הפליטה לייצור הדחף [8].



איור 5.2 - קונוס פלייטה בשילוב עם מיישר זרימה מסוג כוכב [2]

## 2.5. קונקטורים ימיים

קונקטורים תת-ימיים הם רכיבים חיוניים בתכנון הנדסי של צוללות, המחברים כבילים להעברת חשמל, נתונים ואותות. קונקטורים אלה חייבים לעמוד בסביבות ימיות קשות, כולל לחץ גבוה, מליחות ומאץ מכני, וקריטיים לישומיים במערכות הנעה התת-ימיות. הקונקטורים שייחיו בשימוש בפרויקט זה הינם קונקטורים מסוג DMC (קונקטורים יבשים). אלו מחברים אשר מיועדים לחבר וניתוק מעל המים או בתנאים יבשים. קונקטורים מהסוג הזה הינם פשוטים וולמים יחסית, ושימושיהם ביישומים סטטיים [9]. צוללת אוטונומית אינה דורשת תחזוקה בעת עבודה מתחת למים ולכן קונקטור מסווג זה ימלא את דרישות המערכת. בפרויקט זה יהיה שימוש בקונקטור חשמלי – קונקטור שתלו ברגע פיזי בין מוליכים ובכך משמש להעברת חשמל ותקשורת בתדר נמוך. מחבר כזה משתמש בציפויים מתקדמים לבידוד כמו Parylene, ומטרתו יהיה להעביר חשמל מגוף הצוללת אל מערכת ההנעה. ניתן למצוא קונקטורים כאלה בעלי מבנה Rigid-Shell, אשר עשויים ממתכת או חומרים מרוכבים כמו אפוקסי המספקים יציבות מכנית משופרת, לרוב ביצירוף עם אטמי-O ring לאיתום עמיד למים.



איור 2.6.2 - קונקטור ימי מחברת Subconn

### 3. מפרט דרישות המערכת

- עמידה בלחץ השווה ל-  $[MPa]$  10.1.
- מגבלות גודל המארז בהתאם לגיאומטריית הצוללת: קוטר מקסימלי  $[mm]$  62, אורך מקסימלי  $[mm]$  200.
- אטימות מוחלטת למים.
- עמידות בפני קורוזיה של מי ים.
- עמידה בטמפרטורות של  ${}^{\circ}C$  4 – 24.
- התקנה פשוטה לגוף הצוללת המאפשרת חיבור וניתוק לצרכי תחזוקה.
- על כל מדחף לייצור דחף של לפחות  $[N]$  50.
- תחזוקה מינימאלית של המערכת.

### 4. חלופות לאטימות המנוועים

בצוללת HydroCamel קיימים 7 מנוועים שונים שביצורים מופק הדחף החדש לתמRNAה. בוגע ישיר עם מים המנווע החשמלי ורכיביו השונים עלולים להיכשל, ולכן קיימת חשיבות גדולה באיתומו תוך התחשבות בדרישות המערכת. בנוסף איוטום מלא של המנווע מהוועה אתגר בפני עצמו להיות והוא צריך לעמוד בהפרשי לחצים גבוהים, ובתנאי סביבה ימית. בפרק זה יוצגו החלופות האפשריות לאיתום מארז המנווע.

#### 4.1. חלופות למנוועי Inrunner

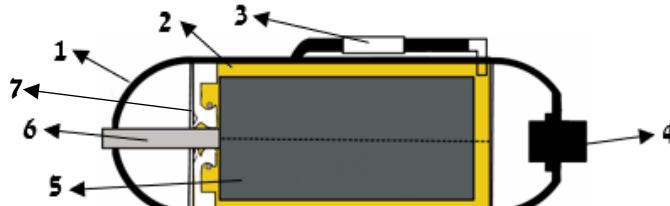
בפרק זה יוצגו החלופות למנוועי הגוף שהינם מסווג מסווג *Inrunner*.

##### 4.1.1. אופציה 1 - מארז השוואת לחצים

מארז הפרש לחצים הינו מארז אשר עמיד ללחצים גבוהים בשל יכולתו להשואות בין הלחצים הפנימיים ללחצים החיצוניים של המארז. במארז מסווג זה כל החלליים, כולל אלו שבתוך המנווע, מלאים בשמן מנירלי שתוכנותיו אין פוגעות ברכיבים חשמליים. איזון הפרש הלחצים בין פנים המארז לחץ הסביבה הימית מתבצע בעזרת מיכל גמיש עשוי מחומר עמיד, המכיל גם הוא שמן מנירלי. המיכל מצוי על הדופן החיצונית של המארז וכן חשור לחץ של הסביבה הימית. כאשר הלחץ החיצוני משתנה, המיכל מתכווץ או מתרחב

בהתאם, דבר המבטיח את שווון הלחצים. תכונה חשובה של השמן היא היותו כמעט בלתי דחיס, מה שמאפשר למערכת לתפקד בצורה תקינה תוך שימוש בכמות קטנה יחסית של שמן.

על מנת להבטיח אטימה גם דרך ציר המנוע נדרש להוסיף אטם דינמי מסווג Radial Oil Seal. האטם HP20 (נספח [1ch]) נבחר ממחוברת Trelleborg Sealing Solutions ומתאים למהירות סיבוב של עד  $4.7 \left[ \frac{m}{s} \right]$  וללחצים של עד כ-[ $Pa$ ] 20 ליצירת מקדם ביטחון של 2 עבור השוואת הלחצים.



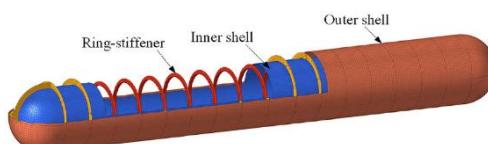
איור 4.1.4- דיאגרמת מארז השוואת הלחצים עם הרכיבים הקיימים בה: 1-דופן המארז, 2- שמן מינרלי, 3- מיכל גמיש, 4- קונקטור ימי, 5- מנוע, 6- ציר המנוע, 7- אטם דינמי

**יתרונות:** היתרונו המרכזי של מארז מסוג זה הוא הפחתת העומסים על המארז עצמו, דבר המאפשר שימוש בחומרים קלים וזולים יותר, ובובי דופן דקה יותר בהשוואה לפרוייקטים קודמים. בנוסף, העומסים המופעלים על האטמים קטנים יותר מה שבטיחת תוחלת חיים גבוהה יותר וחלופה פחותה תדירה שלהם.

**חסרונות:** מרכיבות מארז המנוע גבוהות יחסית בשל חלקים רבים שהיא מכילה ביחס לחלופות האחרות שיוצאו. בנוסף, נדרשת תחזקה ובדיוקות שוטפות של דליות שמן.

#### 4.1.2. אופציה 2- מארז מנוע יבש עם טבעות חיזוק

מארז יבש הוא פשוט ביותר ביוון מבחינות בנייה ותחזוק, היות והוא אינו מורכב מחלקים מורכבים או דורש מערכות נוספות לתפעולו. עם זאת, על מנת להבטיח עמידה בלחצים גבוהים יש לייצר את המארז מחומרים חזקים עם עובי דופן גבוה, מה שגורם למארז להיות כבד. על מנת לאפשר תכנון של מארז קל יותר עם עמידות גבוהה ללחצים חיצוניים ניתן להוסף טבעות חיזוק. טבעות החיזוק משמשות לחיזוק המארז בצד קריישה מסווג Explode, כאשר תפקידן לספק קשיחות נוספת לדופן. בנוסף הן מקטינות את הסיכון למעוות וmphighlights את ריכוז המאיצים באזוריים הקרובים אליוין [10].



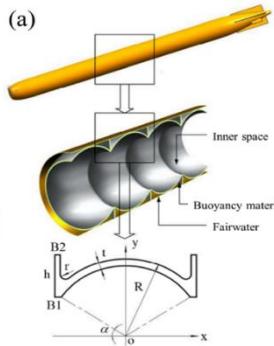
איור 4.2- דיאגרמת מארז יבש עם טבעות חיזוק [10]

**יתרונות:** שלדה בעלת עמידות גבוהה לкриישה תחת לחצים גבוהים. ניתן בשיטה זו לשימוש בחומר מארז קל יותר ועבה פחותה ביחס לקיימים.

**חסרונות:** סוג מארז המנוע אינו פותר את בעיית הפרש הלחץ בין פנים המארז לטביבה החיצונית הימית. בנוסף הרטט שנוצר במהלך העבודה עלול להשפיע על יציבות החיזוק, במיוחד אם החיבור בין הטבעות לדופן אינו מבוצע בצורה מיטבית. יתרה מזאת עלות ייצור השלדה עלולה להיות יקרה.

#### 4.1.3. אופציה 3- מארז יבש עם ספירות פנימיות

דרך נוספת לחיזוק המארז הוא באמצעות יצירת ספירות פנימיות מצטלבות (Multi-Phase Intersecting Spherical Shell) אשר משפרות את עמידות הגוף לקריסה תחת עומסים חיצוניים גבוהים ומספקות קשיות מבנית גבוהה. משום שספירות הין צורות גיאומטריות חזקות שלובן במעטפת מKENA לבנייה עמידות גבוהה יותר כנגד דפורמציות פלסטיות ואלסטיות [10].



איור 4-3.4- דיאגרמה של מארז יבש עם ספירות פנימיות [10]

**יתרונות:** שלדה עם עמידות גבוהה מאוד לקריסה ולדפורמציות פלסטיות ואלסטיות. מאפשר שימוש בחומרים קלים ופחות חזקים ביחס למעטפת גליל רגילה.

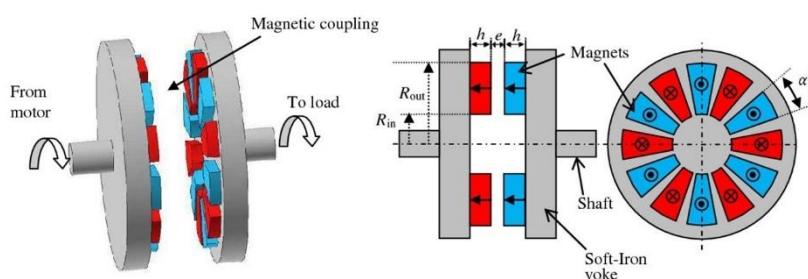
**חסרונות:** מארז מסוג זה מסובך לייצור במיוחד גליל בעל קווטר קטן יחסית. בנוסף, אזורים החצלבות של הספירות הינם אזורים עם סבירות גבוהה לריכוז/amazing. על מנת לענות על בעיה זו פתרון אפשרי הינו הוספה טבעות חיזוק אשר מוסףות מרכיבות נוספת למערכת אך משפרות אף יותר את העמידות של המארז.

#### 4.2. איתום ציר המנוע

עבור שתי החלטות שהוצעו למארז היבש (אופציה 2 ו-3) יש להוסיף אטימה באזורי ציר המנוע באמצעות אטם ייעודי. להלן אופציות אשר נוגנות מענה לדרישות המערכת.

##### 4.2.1. צימוד מגנטי

צימוד מגנטי הוא מנגן להעברת מומנט, ללא מגע פיזי, בין המנוע למძח באמצעות זוג מגנטים שהאחד מחובר לגיל המנוע והשני למძח עצמו. בין שני המגנטים קיים מרוחק קטן אשר מאפשר סיבוב חופשי של החלקים הסובבים השונים. בשיטה זו קיימת הפרדה מוחלטת בין הסביבה הפנימית של המנוע לסביבה החיצונית הימית, היות והציר הסובב של המנוע נמצא כולם בתוך המארז עצמו.



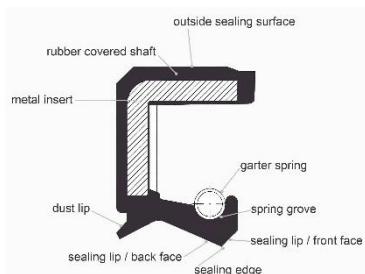
איור 4-4- דיאגרמה של צימוד מגנטי [30]

**יתרונות:** השיטה מספקת אטימות מוחלטת לסביבה הימית. בנוסף, היא אמינה, וחלבי משחикаה נמוך יותר ולא קיים מגע בין החלקים הסובבים.

**חסרונות:** חלופה זו יקרה, ומצריכה הרכבה מדוייקת מבוחנת מרוחה בין המגנטיים ומרקוזם. הרכבה לא נכונה עלולה לפגוע בהספק המועבר בין המנוע לדחף ובאופן ישיר בדחף המופק. בנוסף, במקרה של בלאי תיקונו מורכב ולכן יש להחליפו, מה שמורכב יחסית מבחינה לוגיסטיבית.

#### Rotary Shaft Seal .4.2.2

אטם מסווג Rotary Shaft Seal מורכב משלושה חלקים עיקריים : שפת האטימה, בית האטם ולייטים גם שפת מגן. שפת האטימה עשויה מחומר גומי (לרוב מגומי) ויוצרת מגע עם הציר למניעת דליפות, כאשר לעיתים מחזקת בקפיץ לשיפור האחזקה. בית האטם עשוי מתכת או חומר קשיח שמספק יציבות ושפת המגן מונעת חידרת אבק ולכלוך.



איור 5.4 - דיאגרמת אטם מסווג [31]

**יתרונות:** האטם מספק אטימה יעילה ועמיד בפני תנאים משתנים של טמפרטורה ולהח. בנוסף הוא קל לחילוף במקרה של שחיקה, והוא זול יחסית.

**חסרונות:** רגש לשחיקה במגע ממושך עם ציר שאינו חלק, וכיום צורך בתחזוקה או החלפה בתדרות גבוהה יותר במערכות בעלות עומסים חריגים.

#### .4.2.3. אטם מכני

אטם מכני הינו מנגנון המורכב ממשתי טבעות הנלחצות בעזרת שני כוחות הפעילים במקביל. כוח אחד נוצר באופן מכני ע"י קפיץ והשני על ידי החיצוני בו מצוי המארז. אחת הטבעות הינה סובבת ומצויה על ציר המנוע, ואילו השנייה סטטית ונמצאת במקום הייעודי לה. לייצור אטימה נוספת, קיימים גם סוג O-ring המורכבים באופן סטטי סביב רכיבי האטם.



איור 6.4 - אטם מכני [34]

**יתרונות:** אטם מכני מספק אטימה גבוהה, בהשוואה לאטמים רכתיים, כגון Rotary shaft seal. בנוספַּף, הוא בעל עמידות גבוהה לעומסים גבוהים לאורך זמן, ודורש תחזקה שוטפת מינימלית.

**חסרונות:** עלותו גבוהה יחסית, ובמקרה של תקלת החילפטו עשויה להיות יקרה. בנוספַּף, כל סטייה ביישור הציר או הטעות עלולה לגרום לביעות אטימה ולהאייז בלי, ולכן נדרש מילוי נזק גובהה בהתקנתו.

#### 4.3. **חולפות למנועי Outrunner**

האופציית שהוצעו עבור מנוע ה-*Outrunner* תקופות גם עבור מנוע ה-*Outrunner*. עם זאת, לאור מגבלות המוקם המחייב יותר יותר באזורי הכנפיים, מוצעת אפשרות נוספת: **איטום הרוטור באמצעות סיליקון תרמי ייעודי**.

הסתטור הוא הרכיב החשוב ביותר לאיוםelman במנועים חשמליים תת-ימיים, שכן הוא מכיל את הסלילים החשמליים. ניתן לאוטם אותו באמצעות סיליקון תרמי ייעודי, עדין להציגים גבוהים ולא פגעה ברכיבים החשמליים. במקרה זה, הפרופלור מחובר ישירות לרוטור החשוף למים. יתרונות השיטה הם פשוטות ייצור, הרכבה קלה ועלות נמוכה. עם זאת, נדרש איטום מڪוצע למניעת בעות אויר שעולות לפגוע בעמידות להציגים, ויש לוודא שימוש בחומרים עמידים לקורוזיה ימית עבור הרוטור, מה שעשוי להעלות את עלות המנוע.

#### 4.4. **בחירת סוג מארז ואטימה צירית**

בחירת סוג מארז והאטימה הצירית בוצעה תוך שיקול מספר פרמטרים מסוימים, כאשר השיטה שנבחרה היא זו שהשיגה את הציון הגבוה ביותר. להלן הקriterיוונים שנבחנו בתהליך הבחירה:

- **עלות:** המארז חייב לעמוד במסגרת התקציב שהוקצתה לפROYKT. עלות גבוהה מדי עלולה לעורר את ההצדקה הכלכלית של פיתוחו ולגרום לחריגה בלתי סבירה במקרים.
- **משקל:** משקל עודף של המארז יוביל לצריכת אנרגיה מוגברת מצד מערכת הציפה של הצוללת, מה שעולל להכביר על המנועים ולפגוע ביכולת התמרון. לכן, יש לשאוף למארז קל משקל ככל האפשר.
- **אמינות:** על המארז לספק אמינות לאטימה מוחלטת ועל יכולת תמרון תקינה.
- **פשטות הייצור:** תכנון מארז פשוט לייצור יمنع עלויות מיותרות, יפשט את תהליך הייצור, ויקטין את הצורך בהזמנות מיוחדות שעולות לגרום לעיכובים ולליקור הפROYKT.
- **זמן פיתוח:** מכיוון שמדובר בפרויקט שניתי, חשוב לבחור במארז שניtin לתכנן וליצור במסגרת הזמן שהוגדר, תוך עמידה בלוחות זמינים מחמירים.
- **נגישות לרכיבים:** יש לוודא שהחומרים והחלקים הדרושים לייצור המארז זמינים בשוק המקומי או הגלובלי, על מנת להימנע מעיכובים וקשיי אספקה.
- **תחזקה:** במהלך השימוש, המארז ידרוש תחזקה תקופתית. לכן, יש להעדיף פתרונות תכנון המאפשרים גישה נוחה לרכיבים ותחזקה פשוטה ויעילה.
- **עיצוב:** על המארז להיות בעל מבנה קומפקטי ככל האפשר כדי לצמצם גורם הידרודינמי ולהבטיח תפקוד מיטבי של הצוללת בתנאי מים משתנים.

טבלה 4.4- השוואת בין דרכי האטימה השונות לכל סוג מארז

ספרות פנימיות				טבעות חיזוק			השוואת לחצים		מדד המדד
אטם מכאני	Rotary Shaft Seal	צימוד מגנטי	אטם מכאני	Rotary Shaft Seal	צימוד מגנטי	Radial Oil Seal	משקל המדד		
2	2	1	4	5	2	3	3	3	עלות
4	4	3	4	4	3	5	3	3	משקל
5	4	4	5	4	4	3	5	5	אמינות
2	2	2	4	5	3	2	3	3	פשטות ייצור
1	1	1	4	4	4	3	4	4	זמן פיתוח
4	4	4	4	4	4	3	3	3	נגישות לרכיבים
4	4	5	4	4	5	1	3	3	תחזקה
2	2	2	4	4	4	5	4	4	עיצוב
85	80	77	117	118	103	89		סה"כ	

לאחר שכלל כל הchlופות מארז המונע שנבחר הוא מארז יבש מחזק בטבעות חיזוק עם אטם צירי מסווג Rotary Shaft Seal. בנוסף, מטעמי זמן, פשוטות וمبرנות גיאומטריות עבור איטום מנועי הכנפיים נבחרה החלופה של איטום הרוטור בסיליקון תרמי ייעודי.

#### 4.5. בחירת מנוע

בפרק זה יפורט תהליך בחירת המונע בהתאם לדרישות התכנן שהוצעו בפרק 3.

##### 4.5.1. חישובי מומנט ודחף

חישוב המומנט והדחף שמפיקים המונע והמדחף הוא שלב חיוני בבחירה מונע מתאים למערכת ההנעה של HydroCamel. כדי לבחון באופן מדויק יותר אפשרות מונע יוננה על דרישות המערכת בשילוב עם המדחף הקיים, יעשה שימוש ב



, אשר מכילות נתונים של למעלה מ-120 סוגי מדחפים שנבדקו ונoston במכון Netherlands Ships Model Basin – Wageningen שבהולנד.

המאפיינים של כל אחד מהמדחפים נתחנו והוזנו למשוואות פולינומיות, המאפשרות לתאר את הקשרים בין הדחף והמומנט תוך התחשבות בפרמטרים כמו מספר הלהבים, היחס בין השטח האפקטיבי של המדחף, יחס הפסיעה לקוטר המדחף וכו' [15].

הדחף שמופק מהמדחף מחושב באופן הבא :

$$T = K_T \rho n^2 D^4 \quad (3)$$

כאשר  $K_T$  הוא מקדם הדחף שיחושב בעזרת טבלאות B-series ,  $\rho$  היא צפיפות המים (במים מלוחים הצפיפות שווה  $\text{ל-} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$  [16] 1025) ,  $n$  הוא מספר הסיבובים שמבצע המנוע בשניה ו-  $D$  הוא קוטר הפרופלור.

המומנט מחושב באופן הבא :

$$Q = K_Q \rho n^2 D^5 \quad (4)$$

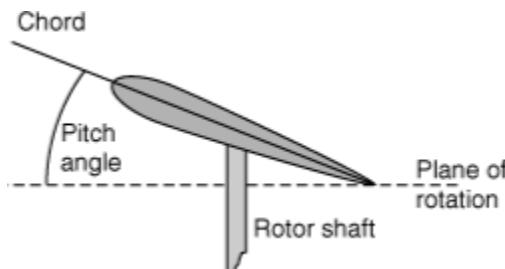
כאשר  $K_T$  הוא מקדם המומנט שיחושב באמצעות טבלאות B-series .

למציאת המקדים יש לחשב מספרים חסרי מימד כגון : מקדם ההתקדמות ( $J$ ) ויחס שטח הלהבים  $(A_E/A_D)$

ה- $P/D$  Pitch Diameter Ratio (P/D) הינו ממד גיאומטרי אשר מתאר את היחס בין פסיעת המדחף, משמע המרחק התיאורטי שהמדחף מתקדם בהקפה אחת לבין קוטר המדחף. לחישוב ערך זה תחיליה יש לחשב את הפסיעה של הפרופלור :

$$P = 2\pi \cdot r \cdot \tan(\theta) \quad (5)$$

כאשר  $P$  מייצג את הפסיעה של המדחף,  $r$  את רדיוס הלהב במקום שבו הזווית נמדדת (נפוץ לקחת 70% מהרדיוס הכלול של הפרופלור כדי לקבל קירוב של הצד המעשי ולא התיאורטי) ו-  $\theta$  את זוויות הפסיעה.



איור 7.4 - תיאור סכמטי של זוויות הפסיעה

לצורך החישובים, נעשה שימוש בפרופלור בעל מאפיינים דומים לזה של מנוע SeaBotix , שקוטרו המקורי 76 מ"מ. עם זאת, קוטר הפרופלור הותאם ל-78 מ"מ, במטרה לשפר את התאמתו לדרישות המערכת. בהתאם לכך, חישוב הרדיוס  $r$  יבוצע באופן הבא :

$$R = \frac{D}{2} \rightarrow \frac{0.078}{2} = 0.039[m] \quad (6)$$

$$r = 70\%R = 0.7 \cdot R \rightarrow 0.7 \cdot 0.039 = 0.0273[m]$$

כאשר  $D$  הוא הקוטר של הפרופלור,  $R$  הרדיוס של הפרופלור ו-  $r$  הרדיוס הנומינלי.

זוויות הפסיעה של הפרופלור הקיים שווה ל-18 מעלות. עבור חישוב הפסיעה תתבצע המרת רדייאנים :

$$\theta_{rad} = \theta_{deg} \cdot \frac{\pi}{180} \rightarrow 18^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 0.314[\text{rad}] \quad (7)$$

הצבת הערכים שהתקבלו במשוואה (5) :

$$P = 2 \cdot \pi \cdot 0.0273 \cdot \tan(0.314) = 0.0557[m]$$

יחס הצעד Pitch Diameter Ratio המתקבל :

$$\frac{P}{D} = \frac{0.0557}{0.078} \cong 0.71$$

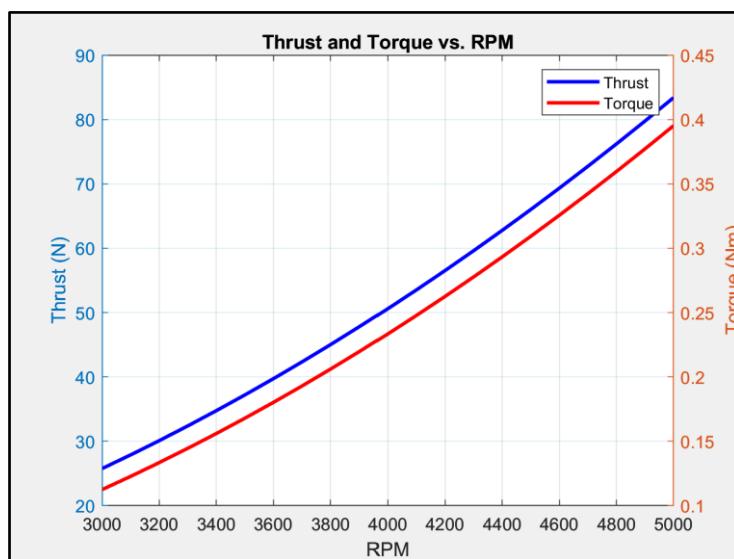
ערך נוסף שיש לחשב הוא מקדם ההתקדמות. גודל זה מבטא את היחס בין מהירות ההתקדמות של המידחן לבין מהירות היקפית שלו :

$$J = \frac{V_A}{nD} \quad (8)$$

כאשר  $V_A$  מייצג את מהירות השיווט הרצiosa של ה-HydroCamel שמיועדת להיות  $\left[\frac{m}{s}\right] 1.5$ . מהירות סיבוב המנוע שהוגדרה כדרישה היא בסדר גודל של [RPM] 4000, לפיכך ערך מקדם ההתקדמות המתקבל :

$$J = \frac{1.5}{\frac{4000}{60} * 0.078} = 0.288$$

יחס שטח הלחבים ( $A_E/A_O$ ) מייצג את היחס בין שטח כל הלחבים לשטח המעלג שיוצר קצה הלחב. בשיטת B-series עבור פרופולרים קטנים יחס זה שווה ל- 0.3. בנספח [ב] מוצג קוד MATLAB המשמש לחישוב מקדמי הדחף והמומנט. מההרכזות שבוצעו באמצעות הקוד התקבל כי המומנט שיש לדורש מהמנוע עבור מהירות סיבוב של [RPM] 4000 הוא 0.2335 [Nm], וכי הדחף המתתקבל שווה ל-[N] 50.62. לצורך הצגה מקיפה של הקשר בין מהירות סיבוב המנוע לבין המומנט והדחף שמניק הפרופולר, הופק באמצעות קוד ה- MATLAB גרף המשקף את התנヘגותם של פרמטרים אלו בטוויה מהירות סיבוב של – 3000 : 5000 [RPM]



איור 8.4 – דחף ומומנט המנוע כתלות ב מהירות המנוע

נראה כי על מנת להגיע לדחף של  $[N] 50$  מהירות הסיבוב הנדרשת קטנה במעט מ- $[RPM] 4000$  וכי על מנת לייצר דחף בסביבות ערך זה על המנוע לעבוד באופן רציף בטוחה מהירות שען בין –  $3800 [RPM]$ . בהתאם לכך, המומנט שהמנוע נדרש להפיק לא יפחית מהטוח של  $[Nm] 0.3 - 0.2$ .

#### 4.5.2. בחירת מנוע חשמלי

כאמור, אחת מדרישות התכנון היא ייצור דחף של  $[N] 50$  עבור כל מנוע בנפרד, ולכן בחירת מנוע מתאים יסיע בשהגת מטרת זו. המנוע המקורי של ה-HydroCamel הוא מנוע BTD150 של חברת SeaBotix שהדוחף המקורי שלו יכול להפיק שווה ל-  $[N] 29$  וועלותו מגיעה לסכום של  $2717$  דולר.

솔לת ה-HydroCamel פועלת בטוחה מתחים של  $V 26 - 36$ , כאשר מחזור העבודה (Duty Cycle) נשלט על ידי בקר הצללה ונע בין  $0.5 - 0.95$ . לפיכך, מתח נומינלי של  $V 36$  יכול להתאים למערכת זו. בנוסח, המנוע נדרש לעבוד ב מהירות נומינלית של כ-  $[RPM] 4000$  ולספק מומנט שאינו נמוך מ-  $[Nm] 0.2335$ , על מנת לעמוד בדרישות המערכת.

בהתאם לכל אלו, נבחר המנוע  $40-i$  MAXON של חברת EC. מנוע זה מספק מענה גם על הדרישות הגיאומטריות וגם על דרישות התכנון של המערכת (ה-DataSheet מופיע בנספח [ד]). מנוע מבנה גלילי בקוטר  $40 [mm]$  ואורך  $90.8 [mm]$ , מהירות נומינלית של  $[RPM] 3940$ , ומומנט נומינלי של  $[Nm] 0.33$ .

#### 4.6. בחירת חומרים

תכנון מארז מותנה בבחירה חומרים על בסיס שכלל של סך האלמנטים הרלוונטיים כגון: עמידות לסביבה ימית, חוזק, מחיר ועוד. להלן טבלה הציגה את החומרים האופציונליים לתכנון המארז.

טבלה 2.4 - ריכוז תכונות החומרים האופציונליים (נספח ה)

<i>stainless steel</i>	Titanium	Aluminum	Aluminum	
<b>316</b>	<b>Ti-6Al-4V</b>	<b>7075 – T6</b>	<b>6061 – T6</b>	
193	114	71.7	68.9	$E [Gpa]$
0.3	0.33	0.33	0.33	$\nu$
550	1170	572	310	$\sigma_s [Mpa]$
205	1100	503	276	$\sigma_y [Mpa]$
8	4.43	2.81	2.7	$\rho \left[ \frac{g}{cm^3} \right]$
טובה	טובה	בינויית	טובה	עמידות לקורוזיה ימית
בינויית	נמוכה	טובה	טובה	יכולת עיבוד שבבי
0.23	0.41	0.27	0.25	מחיר $\left[ \frac{\text{₪}}{g} \right]$

בשל עמידותו לקורוזיה ימית, ציפויו הנמוכה, ומחירו הוחלט לייצר את מארז המנווע מאלומיניום 6061 T6. למרות שהומר גלם זה בעל תכונות חזק מכاني נמוכות יותר בהשוואה לשאר האופציות שהוצעו הוא עדין בעל חוזק מכני גבוה.

#### 4.7. תħaliż anodizzija

אנודיז הוא תħaliż אלקטրוכימי שבמהלכו נוצרת שכבה תחומצת אלומיניום (Aluminum Oxide) על פני שטח חלקי אלומיניום. שכבה זו מעניקה לחומר תכונות משופרות של עמידות גבוהה בפני שחיקה, הגנה מפני קורוזיה, ובידוד חשמלי יעיל גם בטמפרטורות גבוהות ובמתח גבוה. הציפוי מאופיין בקשיות גבוהה (בהתאם לסוג הסגסוגת), ויכול להגיע לرمות של 50–70 בסולם רוקול. להלן טבלה המציגת תקני אnodizz שוניים:

טבלה 3.4 - תקני אnodizz ומשמעותם [32]

תקן	סוג אnodizz	עובי מקובל	תכונות
TYPE I CLASS 1	אנודיז כרום טבעי	8-1 מיקרון. 2/3 בפנים, 1/3 בחוץ. כמעט עמידות טובה	אנודיז כרום טבעי ועמידות גבוהה ועמידות לחישה לשחיקה.
TYPE II CLASS 1	אנודיז גפרתני טבעי	2.5-2.5 מיקרון. 2/3 בפנים ו-1/3 בחוץ. (גון אפור) שקוף	אנודיז גפרתני טבעי ועמידות גבוהה ועמידות סבירה לשחיקה.
TYPE III CLASS 1	אנודיז קשה טבעי	10-110 מיקרון. 1/2 בפנים ו-1/2 בחוץ. (גון חום)	אנודיז קשה טבעי ועמידות גבוהה ועמידות נבואה לשחיקה.

עבור כל סוג אnodizz ניתן גם להגדיר צבע רצוי (Mogdor 2 CLASS). היהת ומארז המנווע יהיה בסביבה ימית עליו להיות עמיד מאוד לקורוזיה. בנוסף, היהת ומארז המנווע נמצא בתנאי סביבה מתגרים טוב שהיה בעל עמידות גבוהה לשחיקה. בהתאם לכל אלו, הוחלט כי התקן המתאים ביותר עבור מארז המנווע יהיה TYPE III CLASS 1.

#### 5. חישובי חוזק וקריסה

בפרק זה יפורטו חישובי החזק וקריסה התיאורטיים שנעשו, ויוצגו תוצאות סימולציה שהתבצעו באמצעות תוכנת SolidWorks.

##### 5.1. חוזק

עבודה של המנווע בעומקים ידרוש מהמארז לעמוד בלחצים גבוהים, ובכדי שהmenoוע יעבד לאורך זמן יש להשתמש בחישובים מחמירים על מנת להבטיח את עמידות המארז. למארז שני סוגי שלדים עיקריים העולמים להתמכש כתוצאה מחסיפתו לחץ - כשל כתוצאה מעיבורים (כשל פלסטי), וכשל כתוצאה מקריסה (כשל מבנה). בכדי שהדופן יעמוד בדרישות הללו, על בסיס חישובי המאמצים והלחצים הקritisטים, עובי הדופן נקבע כך שיתקייםיחס ביטחון נדרש:

$$P = \frac{t}{r} \cdot \frac{\sigma_y}{1 + \left(\frac{4\sigma_y}{E}\right) \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^2} \quad (9)$$

כאשר  $\sigma_y$  מאמץ הכנעה של החומר,  $r$  הוא הרדיוס החיצוני של הגליל,  $t$  עובי הדופן ו-  $E$  הוא המודול יאנג. מוקדם ביטחון מקובל לקריסה בהתאם לתקן ASME נע בין 1.5 ל-3 [11]. לאחר התיעצות עם המנהים הוחלט לקחת מוקדם ביטחון של 2. בהתאם לתכונות החומר של אלומיניום T6- 6061 המוצגת בטבלה (4.2) עובי הגליל המינימלי המתකבָּל:

$$2 \cdot 10 = \frac{t}{t+20} \cdot \frac{276}{1 + \left(\frac{4 \cdot 276}{68.9 \cdot 10^3}\right) \cdot \left(\frac{t+20}{t}\right)^2} \rightarrow 3.14 [mm]$$

יש להתחשב גם במערכות הנוצרים במאוץ, כאשר מעוותים רדיאליים והיקפיים ניתנים לחישוב באמצעות חוק חוק. הדפורמציות הרדיאליות יחושבו באמצעות הנוסחה:

$$\delta_r = \frac{Pr^2}{tE} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \quad (10)$$

כאשר  $t$  הוא קבוע פואסון. הדפורמציות האורכית יחושבו באמצעות הנוסחה הבאה:

$$\delta_l = \frac{Prl}{tE} \left(\frac{1}{2} - \nu\right) \quad (11)$$

כאשר  $l$  אורך המאוץ, ו-  $\delta$  הדפורמציה בכיוון האורכי.

## 5.2. קרייסה

קריישה הינה תופעה של כשל מבנה הגוף של החלק. חישוב הקריישה הוא קריטי בגופים הנמצאים תחת לחץ חיצוני בכלל, ובצילינדרים דקי דופן בפרט, מכיוון שהיא יכולה להת%"><sup>ר</sup>חישוב הפני הופעת כשלים כנעה. הופעת הקריישה קשה לניבוי עקב מחסור בנושאות אנדיטיות מדוקימות ומכיוון שהיא מושפעת מגורמים שונים כגון גיאומטריים, פגמי חומר ופגמי יצור שאוטם קשה לכמת למודל מתמטי. בפרק זה יוצגו חישובי הקריישה עבור מארז יבש בעל טבעות חיזוק, בנוסף לSIMULIA קריישה ומעוות שבוצעו באמצעות תוכנת Solidworks.

### 5.2.1. חישובי קריישה על פי תקן ASME

באמצעות שיטת חישוב הקריישה לפי תקן ASME ניתן להעריך את הלחץ המקסימלי שmares המנע יכול לשאת, תוך שילוב מוקדם ביטחון מתאים. שיטה זו מ坦בשת על נתונים אמפיריים שנאספו בניסויים רבים לאורך זמן, כולל גרפים ונוסחות שנעודו לספק תוצאות מדוקינות ומחמירות. תקן ASME מאמץ מוקדי מבחן מחמירים ביותר, וכן מספק פרמטרי תכנן SMBTICHIM רמת בטיחות גבוהה במיוחד במיגוד תרחישים.

השיטה מיועדת למעטפת דקת דופן אשר מוגדרת על פי התנאי הבא :

$$\frac{D_o}{t} \geq 10 \quad (12)$$

כאשר  $D_o$  מוגדר להיות הקוטר החיצוני של מעטפת המארז ו-  $t$  עובי המעטפה.

לחץ המקסימלי שניתן יהיה להפעיל על המארז מוגדר באופן הבא :

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad (13)$$

את הערך  $B$  ניתן לחוץ באמצעות סדר פעולות מוגדר. תחילה יש למצוא את שני הערכים -  $L/D_o$  ו-  $D_o/t$ . כאשר  $L$  במקורה של מארז מסווג Ring-Stiffened Cylindrical Shell מתיחס לאורך מעטפת הגליל המצוין בין שתי טבאות חיזוק [12].

באמצעות הערכים הגיאומטריים שהתקבלו ניתן לחוץ את פקטורי  $A$  באמצעות הגרף המופיע בסוף [ו].

את ערך הפקטור  $A$  שהתקבל ניתן להציב בגרף המתאים בהתאם לסוג החומר שמננו יורכב המארז (נספח ז) ולקבל את ערך פקטורי  $B$ .

להלן טבלה המציגת את תוצאות העמידות לחץ חיצוני של גלילים שונים בשילוב עם או בלי טבאות חיזוק. כל החישובים הם עבור טבאות חיזוק חיצונית. פירוט החישובים מופיעים בסוף [ט].

טבלה 5.1 - תוצאות העמידות לחץ חיצוני של גלילים

$P_a [MPa]$			$t [mm]$
לא טבאות חיזוק	עם 3 טבאות חיזוק	עם 2 טבאות חיזוק	
6.70	6.67	6.47	3.5
7.51	7.51	7.33	4
8.28	8.28	8.12	4.5
9.03	9.03	8.89	5

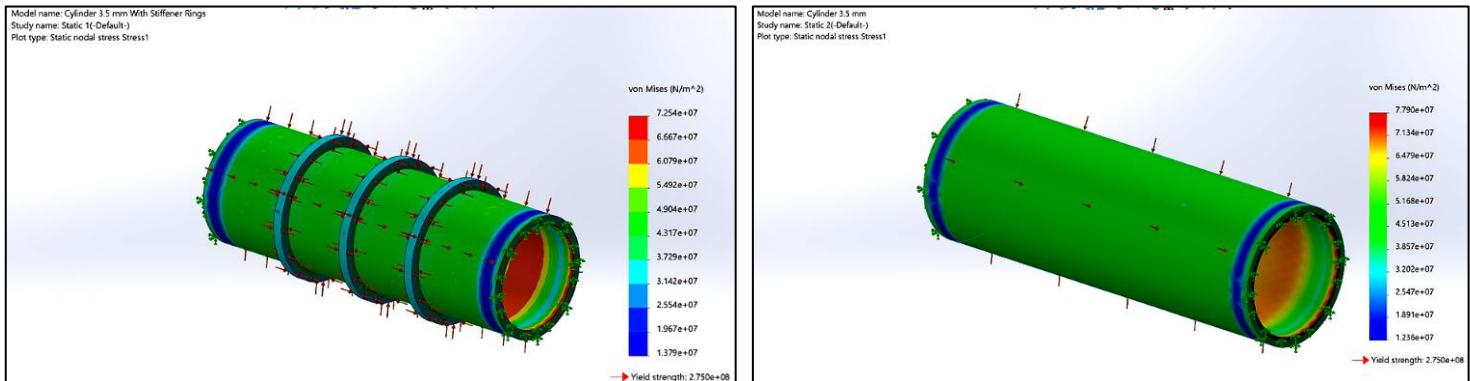
על פי התוצאות שהתקבלו נראה כי על פי תקן ASME הוספה טבאות חיזוק על גליל המוצע מਮכת אלומיניום 6061 T6 כמעט ואינו משפיע על עמידותו לחץ חיצוני, וכי היחס  $D_o/t$  הוא הגורם העיקרי המשפיע על התוצאות המתוקבלות.

### 5.2.2. סימולציות

על מנת לאשש את התוצאות שהתקבלו התבכשו סימולציות חזוק על גלילים ללא טבאות חיזוק ועם גלילים בעלי שלוש טבאות חיזוק. הסימולציות בוצעו על גליל של 3.5 מ"מ ו- 5 מ"מ על מנת לבדוק מקרה קצה כאשר קצויות הגליל רותומות. בנוסף, הוגדר לחץ חיצוני של  $[MPa]$  10 אשר מפולג באופן אחיד על השפה החיצונית של הגליל וטבאות החיזוק.

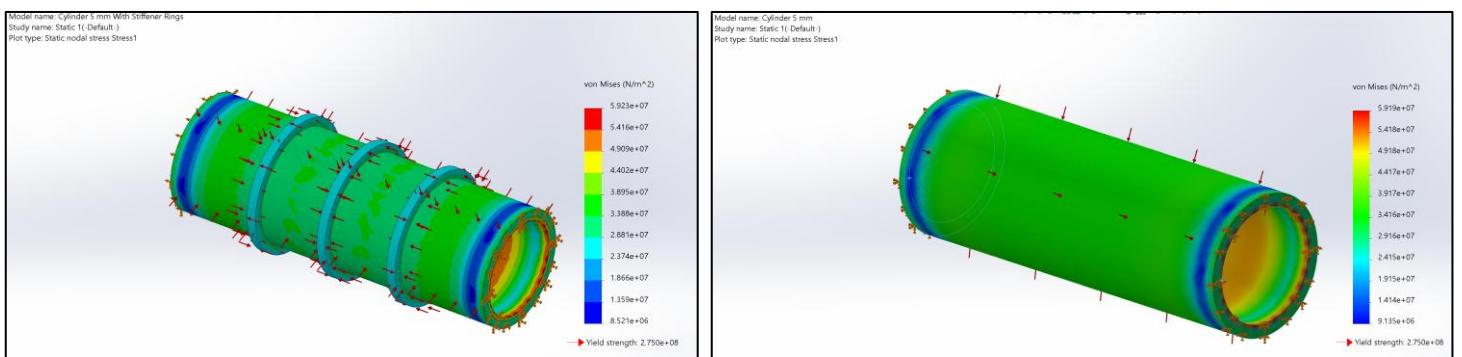
### 5.2.2.1 סימולציות מאמצ

טבעות החיזוק שנבחרו לחיזוק הגלילים הם מחומר גלם זהה של הגליל (*Al 6061 T6*) במידים של 4 מ"מ גובה ורוחב.



איור 1.5- סימולציות מאמצ עבור גליל בעל דופן של 3.5 מ"מ

בהתאם לסימולציות המוצגות באיור 1.5, ניתן לראות כי עבור שתי התצורות השונות, המאמצים המופעלים על הגלילים נוכדים משמעותית ממאמץ הכנעה של *Al 6061 T6*. השוואה בין שני הגלילים מצביעה על כך שהחלצים המופעלים על דופן הגליל הפשטן לעומת אלו שבדופן הגליל המחזק בטבעות (באזור שבין שתי טבעות החיזוק) שונים בשיעור מזערי בלבד. מתקבל כי הפער ביכולת נשיאת המאמץ בין השנים עומד על כ- 4.3% בלבד.



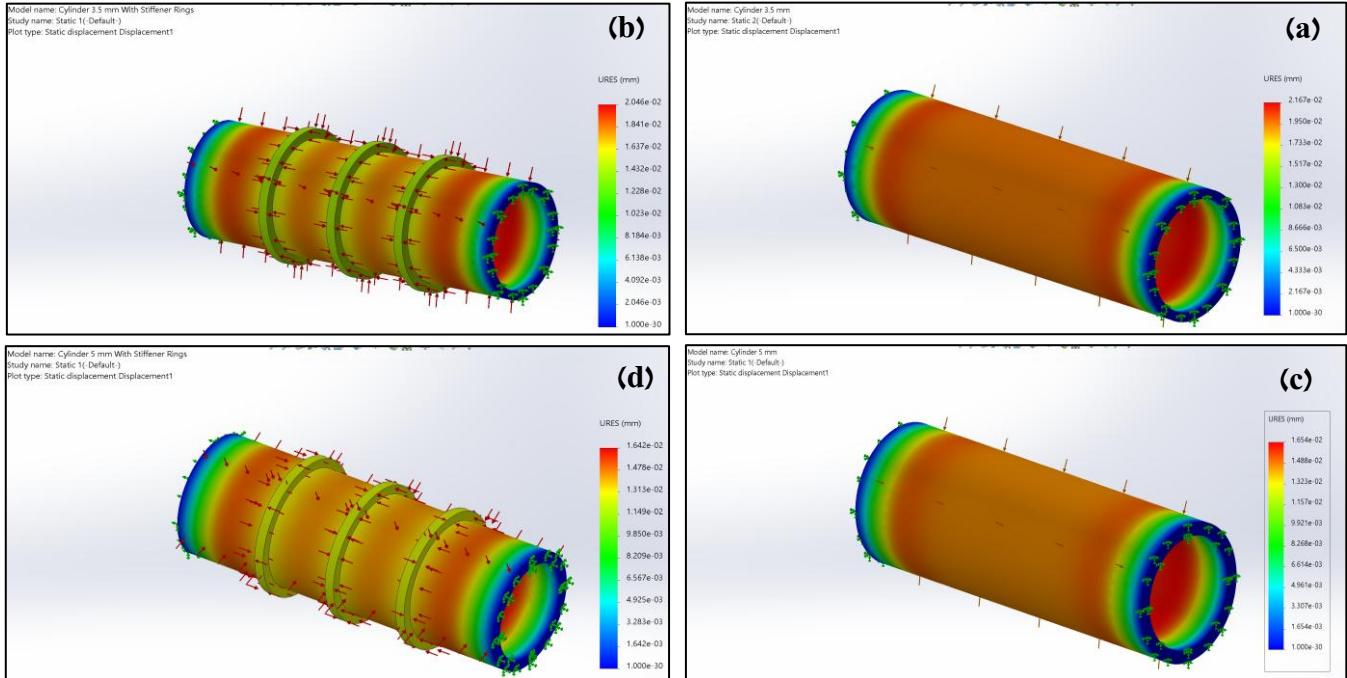
איור 2.5- סימולציות מאמצ עבור גליל בעל דופן של 5 מ"מ

בגליל עם עובי דופן של 5 מ"מ, כפי שנראה באיור 2.5, הפער היחסי בנשיאת המאמצים בין גליל פשוט למחזק בטבעות, באזור שבין טבעות החיזוק, עומד על 0.81%. מגמת הירידה בפעריהם תואמת את החישובים לפי תקן ASME, המצביעים על כך שככל שעובי הדופן גדול, תרומה טבעות החיזוק לנשיאת החלץ פוחתת. בנוסף, בנספח [ii] מוצגות סימולציות של מקדם ביטחון למאמץ כנעה, בהן ה-SF-המינימלי הקטן ביותר הוא 3.5.

על סמך הכל הממצאים, ניתן להסיק כי בדומה לתוצאות החישובים על פי תקן ASME המופיעים בטבלה 5.1, גם בסימולציות לא ניכר שיפור משמעותי בנשיאת החלץ של גליל מחזק בטבעות חיזוק בהשוואה לגליל פשוט, באופן המצדיק את השימוש בהן. עם זאת, נראה כי קיים הבדל בין התוצאות שהתקבלו בחישובים קריישה לבין הסימולציה מבחנית עמידות ללחצים חיצוניים. ההבדל בין תוצאות תקן ASME לסימולציה בתוכנת SolidWorks נובע מגישות חישוב שונות. תקן ASME נוקט בגישה שמרנית המתחשבת בפגמים, סטיות ייצור, ועומסים לא אחידים, ומתקיך בקריסטט יציבות שעולה להתרחש לפני מאמץ הכנעה. מנגד,

הסימולציה ב- SolidWorks מينة מבנה אידיאלי ולחצים אחידים, ובוחנת בעיקר מאץ כניסה, מה שעשו להניב תוצאות אופטימיות יותר. בנוסף, התקן כולל מקדמי בטיחות מחמירים להתמודדות עם תנאי פעולה שונים, בעוד שהסימולציה מתמקדת בעומס מיידי בלבד.

### 5.2.2.2. סימולציות מעות

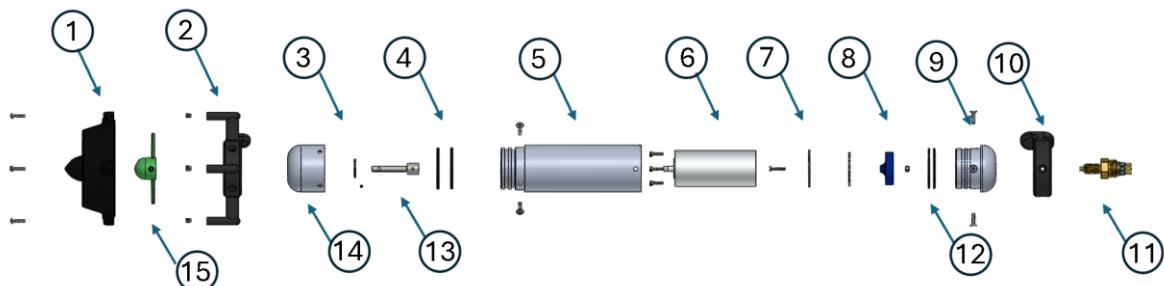


איור 3.5 - סימולציות מעות של הגיללים השונים - (a) גליל פשוט בעובי של 3.5 מ"מ, (b) גליל מחזק בטבעות של 3.5 מ"מ, (c) גליל פשוט בעובי של 5 מ"מ, (d) גליל מחזק בטבעות בעובי של 5 מ"מ

בהתבסס על מאIOR 5.3, לא קיים הבדל משמעותי במערכות בין גליל פשוט למחזק בטבעות. עבור גליל פשוט בעובי דופן של 3.5 מ"מ, מתקבל מעות מקסימלי של 0.02167 מ"מ, בעוד שבגליל מחזק בטבעות מתקובל מעות של 0.02046 מ"מ, שיפור של 5.5% בלבד. עבור גליל בעובי דופן של 5 מ"מ, המיעות בגליל פשוט הוא 0.01642 מ"מ, ובגליל המחזק בטבעות 0.01654 מ"מ, מה שמעיד כי ההשפעה של טבעות החיזוק במקרה הניל זניחה.

## 6. תכנון נבחר

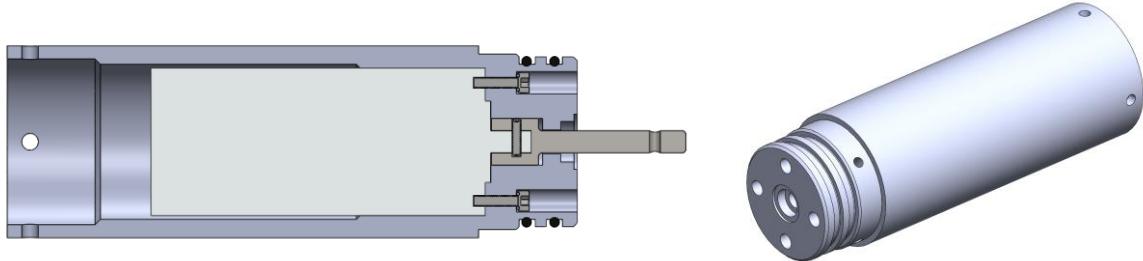
בהתאם לתוצאות חישובי החזוק והסימולציות, מארז המנוע יהיה מארז יבש בעל עובי של 5 מ"מ. בפרק זה יפורט התקן של כל רכיבי המארז השונים.



איור 1.6 - תמונה פיצוח של מארז המנוע (1-קונוס פליטה, 2-תופסן אחורי, 3-מכסה אחורי, 4-O-ring 2-130, 5-גום המארז, 6-מנוע, 7-כרטיס אלקטронוי, 8-מתאים לכרטיס, 9-מכסה קדמי, 10-תופסן קדמי, 11-קונקטטור ימי, 12-O-ring 2-030, 13-מתאים לציר המנוע, 14-מכסה אחורי, 15-פרופלור)

## 6.1. גוף המארז

גוף המארז עוצב כך שיהיה קל וזול לייצור. הוא מכיל בתוכו את המנווע, אליו הוא מתחבר באמצעות ארבעה ברגים של M3X12 מסוג Sealing Socket Head O-ring בעלי מבנה, למניעת תזוזות של המנווע במארז עצמו ולסיווע אטימת הקדחים. חיבור המכסה הקדמי והאחורית מתבצע בעזרת ארבעה ברגים מסוג M4X14 בעל תקן DIN7991 עשויים מ-316 Stainless Steel אשר בעלת עמידות גבוהה לקרוזיה ימית. בנוסף קיימת מגראט יודית עבור מתאם הציר והאטם הדינמי כפי שניתן להרות באירור 6.3.



איור 6.2- חתך גוף המארז

איור 6.3- גוף המארז

האטימה בין המכסה הקדמי והאחורית לבין הגוף המארז תתבצע באמצעות אורינגים המיועדים לאטימה בלחצים של עד  $10.35 \text{ MPa}$  של חברת PARKER. מאחר והמארז נדרש לעמוד בלחצים של עד  $10 \text{ MPa}$  יעשה שימוש בשני O-rings בכל נקודת איתום, לצורך הגברת מקדם הביטחון ולהבטיח אטימה אמינה לאוריך זמן. בין המכסה הקדמי לגוף המארז יעשה שימוש ב-2-030AS568, ואילו בין המכסה האחורית לגוף המארז ב-2-130AS568. מידות המגראט (Gland) המיועדות ל-O-rings מופיעות בספח [ינ]. האטם עשוי מחומר מסוג 70-470N0674, המומלץ לשימוש בסביבה ימית בזכות עמידתו הגבוהה לשמנים, מים מלוחים ותנאי סביבה קשים.

### 6.1.1. מתאם ציר המנווע

מתאם ציר המנווע מוקובע אל הציר באמצעות בורג M2.5X10 DIN916 בעל תקן DIN916. בנוסף, המתאם עוצב כך שיקוטרו יתאים לדרישות האטם הדינמי, כפי שיפורט בהמשך. בקצתו השני, המתאם מחובר אל המדף באמצעות בורג M3X18 המהוכח בעזרת אום נעילה עצמית (ניילוק) בעל תקן DIN985. אום מסוג זה כולל בטעת פנימית העשויה ניילון, שתפקידו להגביר את החיכוך עם הבורג וכן למנוע את התורופפות האום עקב רעידות או תנודות חוזרות של המערכת. על מנת לאפשר סיבוב של הציר עם חיכוך מינימלי הוחלט על אפיקות מרוחק H7/g6 בין מתאם הציר למגראט היודית בגוף המארז [28].



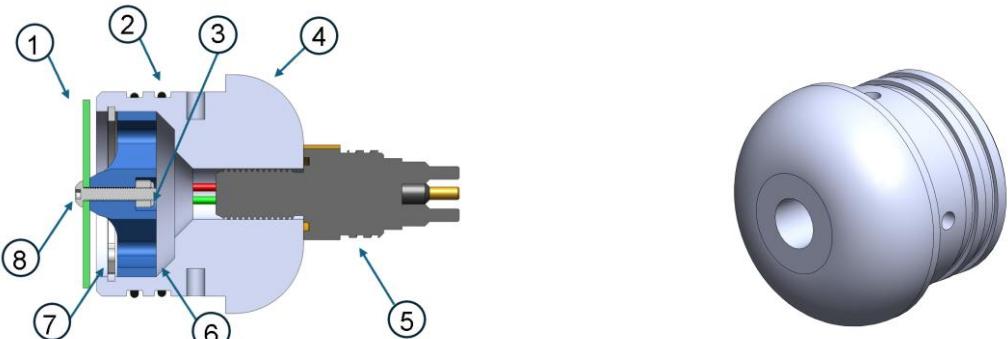
איור 6.5- חתך מתאם ציר המנווע



איור 6.6- מתאם ציר המנווע

## 6.2. מכסה קדמי

המכסה הקדמי מעוצב בצורה כיפה לשם שיפור ההידרודינמיות ולאפשר זרימה עילית של מים. בצדיו האחד הוא מתחבר לקונקטור חיצוני מסווג (mcbh4m) Micro Circular Double O-ring מתוצרת HydroCamel 7/16 UNF 20-2 אטם M3. בצדיו השני מחובר אליו הכרטיס האלקטרוני של הצלולת HydroCamel באמצעות מחבר ייעודי. חיבור הקונקטור יבוצע באמצעות הברגה מסווג 7/16 UNF 20-2 אטם M3. אילו הכרטיס האלקטרוני יוחבר בעזרת בורג M3x10. בנוסף, קיימים ארבעה קדחים המשמשים לחיבור משולב של המכסה הקדמי והטופסו הקדמי אל גוף המארז.



איור 6.6- חתך מכסה קדמי (1-כרטיס אלקטרוני, 2-O-ring 2-030, 3-מארז M3, 4-מכסה קדמי, 5-קונקטור ימי, 6-מחבר כרטיס אלקטרוני, 7-טבעת בטעת אבטחה פנימית, 8-בורג M3X10)

### 6.2.1. מחבר הכרטיס האלקטרוני

המחבר של הכרטיס האלקטרוני, שתפקידו לקבע את הכרטיס אל המכסה הקדמי, מתקבע בעזרת בטעת אבטחה פנימית (Internal Retaining Ring) . המחבר כולל ארבעה פתחים ייעודיים, המאפשרים מעבר מסודר של הcabלים מהקונקטור אל הכרטיס, כמווצג באירור 6.8. בהתאם ל-data Sheet של הקונקטור המופיע בנספח \_\_ עובי הcabל שווה ל- AWG 20 [mm] 0.81, וכך גם בידוד של PTFE המקנה לכל cabל עובי של 1.7 מ"מ. בנוסף, הקונקטור אינו בעל שרiron מתחתי או בידוד קשיח. להלן טבלה המציג את חישוב רדיוס הциיפוף המינימאלי של cabל בהתאם לסוגו-

טבלה 1.6- רדיוס צייפוף המינימאלי של סוג cabל [33]

Cable Type	Minimum Bend Radius as a Multiple of Overall Cable Diameter <sup>1</sup>
Single or multiple-conductor cables without metallic shielding, >1,000 V	Eight times the overall cable diameter <sup>1</sup>
Single-conductor cables with shielding, >1,000 V	12 times the overall cable diameter <sup>1</sup>
Multiconductor cables with individually shielded conductors >1,000 V	12 times the individual conductor diameter or seven times the overall cable diameter — whichever is greater <sup>1</sup>
Portable (mining) cables	Six times for cables rated 5000 volts or less, eight times for cables rated over 5,000 volt <sup>2</sup>
Interlocked armor or corrugated sheath (Type MC) cables	Seven times overall cable diameter <sup>3</sup>

<sup>1</sup> 2014 NEC Section 300.34 Conductor Bend Radius  
<sup>2</sup> ICEA S-75-381 Portable and Power Feeder Cables for Use in Mines and Similar Applications  
<sup>3</sup> 2014 NEC Section 330.24 Bending Radius

מאחר והכבל לא מאד גמיש (בשל הציפוי ב- PTFE) ולא שריון מתכתי, הסוג המתאים ביותר מבין האפשרויות המופיעות בטבלה 6.1 הוא הראשו. בהתאם לכך, רדיוס הכיפוף המינימלי מחושב באופן הבא:

$$r_{min} = 8 \cdot D_o \rightarrow 8 \cdot 1.7 = 13.6 [mm] \quad (14)$$

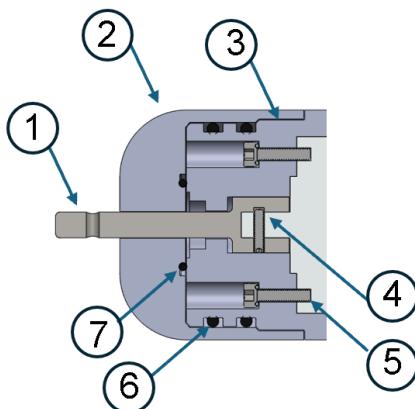
בהתאם לכך תוכנן מרוחת של 13.75 מ"מ המחבר בין הרכטיס האלקטרוני, לצורך הבטחת מעבר חופשי של הקבלים.



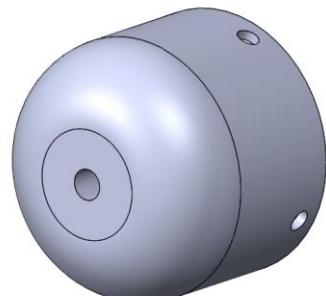
איור 8.6 - מחבר הרכטיס האלקטרוני

### 6.3. מכסה אחורי

המכסה האחורי מונע את סיבובו של האטם הדינמי באמצעות הידוקו בתוך חץ ייעודי. בנוסף, הוא כוללطبעת איטום מסוג Face O-ring 2-017 לאייתום הקדחים המשמשים לחיבור בין המונע למארז. המכסה מעוגן הנו לגוף המארז והן לתופסן האחורי באמצעות ארבעה קדחים משותפים, המשמשים לעיגון משולב של שלושת הרכיבים.



איור 9.6 - חתך מכסה אחורי (1-מתאים ציר המונע, 2- מכסה אחורי, 3- גוף המארז, 4- בורג O-ring 2- 6, M3X12, M2.5X10 (O-ring 2-017-7, 130



איור 10.6 - מכסה אחורי

#### 6.3.1. Rotary Shaft Seal

חלק שימושי באיתום המונע הוא בחירת אטם צירי מתאים. כיום קיימים אטמים מסוג Seal שמיידע עליהם הורחב בסקר החלופות. בחירת האטם הדינמי נבחר מתוך הקטלוג של חברת

Turcon Roto. מותוך כלל האפשרויות המוצגות בקטלוג החלופה המתאימה ביותר היא TRELLEBORG Variseal. אטם דינמי מסווג זה מסוגל לעבוד במהירות קוית של עד  $[m/s] 2$  ולחץ חיצוני של עד  $[MPa] 20$ . על מנת לבדוק אם האטם מותאם לצרכי המערכת יבוצע החישוב הנ"ל:

$$V = r \times \omega \quad (15)$$

כאשר  $r$  הוא רדיוס הציר ו-  $\omega$  היא מהירות הזרועית.

קוטר הגל הבא בMagnitude עם האטם בהתאם לנתחים של חברת TRELLEBORG הוא  $[mm] 6$  (מופיע בנספח [טו]):

$$V = \frac{0.006}{2} \cdot 3940 \cdot \frac{2\pi}{60} = 1.23 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

בהתאם לנתחים ולעצת היצרון, נבחר האטם הדינמי מדגם TVM1 0 0060-T40SM. מגראת האטם תוכננה בהתאם למידות המופיעות בנספח [טו], עבור ציר בקוטר 6 מ"מ ולחץ עבודה של  $[MPa] 20$ .

#### 6.4. קונוס פלייטה

תכנון הקונוס פלייטה מתבסס על המימדים הגיאומטריים של הפרופולו. כפי שצוין בסקר ספרות עבור Nozzle 19A היחס  $L/D$  האופטימאלי הוא 0.5. ולכן בנית פרופיל בית המדף התבאסס על יחס זה. הפרופולו הנבחר בעל קוטר של  $[mm] 78$ , כאשר המרווח המקביל בין הפרופולו לקונוס פלייטה הוא  $0.02D$ . הטבלה הבאה מציגה את היחסים המנורמלים לאורך קונוס הפלייטה ואת הפרופיל הגיאומטרי המתאים:

Duct Profile No. 19A																		
	LE																TE	
x/L	0	0.0125	0.025	0.050	0.075	0.100	0.150	0.200	0.25	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	0.95	1.00
y/L	0.1825	0.1466	0.1280	0.1087	0.0800	0.0634	0.0387	0.0217	0.0110	0.0048	0	0	0	0.0029	0.0082	0.0145	0.0186	0.0236
y <sub>u</sub> /L		0.2072	0.2107	0.2080						Straight line							0.0636	

איור 11.6 - טבלת מאפיינים גיאומטריים לפרופיל קונוס פלייטה מסוג 19A [15]

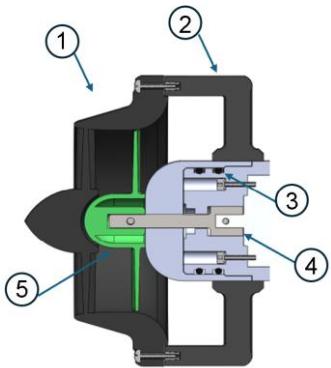
בטבלה מופיעים ערכים מנורמלים של  $L/x$  ו-  $L/y$  המשמשים לתיאור הגיאומטריה של קונוס הפלייטה:

$L/x$ - ערך זה מייצג את המיקום האופקי לאורך הקונוס, מנורמל לאורך הכלול  $L$ .

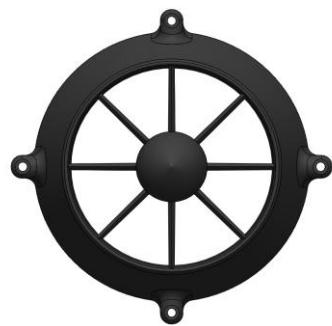
$L/y_i$ - ערכים המתארים את החלק התיכון של הפרופיל לאורך הקונוס פלייטה.

$L/y_u$ - ערכים המתארים את החלק העליון של הפרופיל לאורך הקונוס פלייטה.

קונוס הפלייטה שורטטו בתוכנת SOLIDWORKS בהתבסס על קובץ CSV שנוצר מקוד MATLAB, לצורך יצירת עקומת הפרופיל (ראו נספח [טו]). באיור 6.12 ניתן לראות את הקונוס שתוכן, בעל מיישר זרימה אינטגרלי הכלול 8 להבים בעלי פרופיל טיפתי.



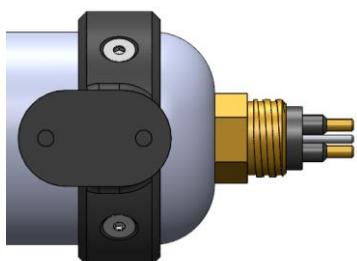
איור 12.6 - חתך קונוס פלייטה (1- קונוס פלייטה, 2-תופסן אחורי, 3- O-ring 2-130, 4- מתאם ציר המנוע, 5- פרופולו)



איור 13.6 - קונוס פלייטה

### 6.5. תופסן קדמי

התופסן הקדמי תוכנן בצורה פשוטה וחסכונית לייצור, תוך התבססות על חיבור של מארז המנוע ועל שימוש בקדחים הקיימים הקיימים במארז והן במכסה הקדמי. החלק מיוצר בהדפסת תלת-ממד, דבר המקשה על הוכחת עמידות התכנון. עם זאת, התכנון נשען על ניסיון קודם בהדפסות דומות שבוצעו במעבדה, ועמידותו נבחנה באמצעות חישובי חוזק מתאימים (ראו פרק 7.2).



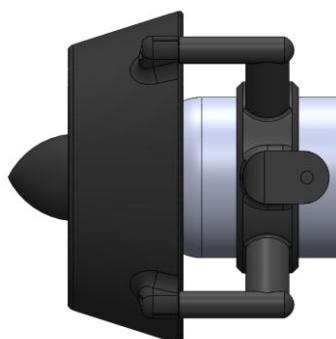
איור 15.6 - תופסן קדמי מקובע על מארז המנוע



איור 14.6 - תופסן קדמי

### 6.6. תופסן אחורי

קייבוע מארז המנוע לגוף הצוללת מתבצע באמצעות שני תופסנים. התופסן האחורי, בדומה לקדמי, מבוסס גם הוא על חיבור של מארז המנוע לצורך יציבות וחזק מכני. בהתאם לעיקרונו המינימליים, שטחתו שמיירה על משקל נמוך, התופסן האחורי מלא תפקיד כפול – הן בקייבוע מארז המנוע והן בקייבוע קונוס הפלייטה. חלק זה יוצר בהדפסת תלת-ממד, לאור הגיאומטריה המורכבת שלו וכן מטעמים כלכליים. קונוס הפלייטה יורכב באמצעות ארבע קרניות הכוללות אינסרטים, ויוחזק בעזרת ארבעה ברגים מסוג M3X14 בעלי תקן DIN7985.



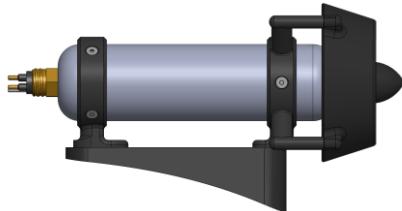
איור 17.6 - תופסן אחורי מקובע על מארז המנוע



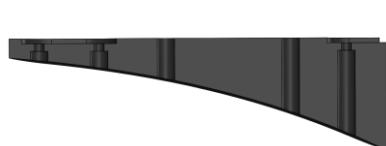
איור 16.6 - תופסן אחורי

## 6.7. חיבור לצוללת HydroCamel

חלק זה תוכנן כך שייתאים למנועים הישנים של חברת **SeaBotix**. התופסנים (הקדמי והאחוריו) עוצבו באופן שיאפשר חיבור ישיר אל החלק, ללא צורך בייצור רכיב חדש.



איור 6-20.6 - חיבור המנוע למটאות



איור 6-19.6 - חתך מותאם הצוללת



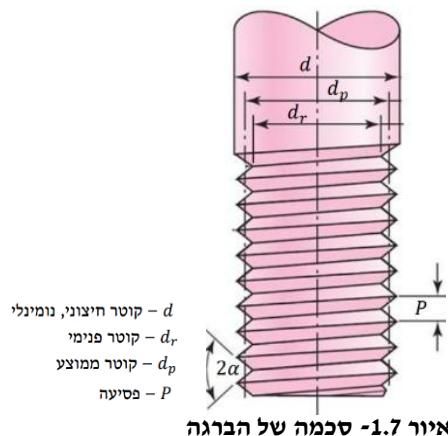
איור 6-20.6 - חיבור המנוע למटאות

## 7. חישובי חזק

### 7.1. חזק הברגות

#### 7.1.1. חישובי הברגות

מארז המנוע בנוי ממספר רכיבים המוחברים באמצעות בריגים ותבריגים מסוגים שונים. התבריגים נדרשים לעמוד בעומסים שונים הכוללים ממיצי מתיחה, גזירה ומעיכה, ולכן יש להדקם במומנט סגירה מתאים. לצורך כך יחושו מספר פרמטרים - קוטר פנימי, קוטר ממוצע ושטח החתך האפקטיבי של התבריג.



איור 1.7 - סכמה של הברגה

הבריגים שנבחרו עברו תכנון מארז המנוע בעלי תבריג מטרי. בהתאם לכך, חישוב הקוטר הממוצע של התבריג נעשה באמצעות הנוסחה הבאה:

$$(16) \quad d_p = d - 0.649519P$$

כאשר  $P$  מייצג את פסיעת התבריג (המרחק שהבריג מתקדם עבור סיבוב יחיד),  $d$  את הקוטר החיצוני של התבריג,  $d_p$  את הקוטר הממוצע של התבריג.

חישוב הקוטר הפנימי נעשה באופן הבא:

$$(17) \quad d_r = d - 1.226869P$$

שטח החתך האפקטיבי למתיחה מייצג את שטח החתך שבו פועל המאמץ הצירי בעת מתיחת הבורג. לאחר שצורת שני התרבותג גורמת להקטנה של שטח החתך הנושא את העומס בפועל, לא ניתן להסתפק בחישוב פשוט לפי הקוטר החיצוני. לכן, נהוג לחשב את השטח האפקטיבי באמצעות ממוצע בין הקוטר הפנימי לקוטר הממוצע של התרבותג:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_r + d_p}{2} \right)^2 \quad (18)$$

להלן טבלה המרכזת את המאפיינים שהתקבלו מחישובים על התרבותגים הרלוונטיים-

טבלה 1.7 - מאפייני התרבותגים של מערכת מארז המנווע

M3X0.5	M4X0.7	הברגה
0.5	0.7	$p [mm]$
3	4	$d [mm]$
2.68	3.55	$d_p [mm]$
2.39	3.14	$d_r [mm]$
5.05	8.78	$A_t [mm^2]$

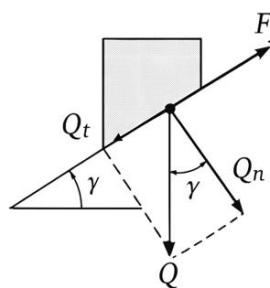
הчисובים האלה נעשו תחת ההנחהות הבאות :

- הלחץ העיקרי הפועל על המארז הוא הלחץ הידרואסטטי.
- אין מאמצי גזירה ומתייחה חייזוניים על התרבותג לאחר ולחץ הינו הידרואסטטי בלבד.

מתוך כך ניתן להסיק כי נדרש לחשב את מאמצי הגזירה והמעיכה הפנימיים בתבריג עקב סגירת המכסיים.

### 7.1.2. כוח צירי בתבריג

דוגמאות חישוב יבוצעו עבור תבריג מסוג M4X0.7, היהות וברגים מסווג זה משמשים לסגירת המכסיים בגוף המארז והם נושאים בעומסים מרכזיים בתכנון. בריגים אלה עשויים מפלדת אל-חלד מסווג 316 Stainless Steel שמאיץ הכניעה שלו הוא  $205 [MPa]$ .



איור 2.7 - סכמת כוחות על הבורג [1]

בעת הידוק הבורג באמצעות מומנט סגירה, נוצר כוח הידוק ראשוני שモதח את הבורג ויוצר בו מאיץ מתיחה. כוח זה, הנקרא גם עומס מקדים (Preload) אשר נדרש לשמר על יציבות החיבור ולמנוע תזוזה או התורופפות של הרכיבים המחברים. ניתן לחשב את כוח ההידוק באמצעות הנוסחה הבאה :

$$Q = \%_{yld} \cdot \sigma_y \cdot A_t \quad (19)$$

כאשר  $\%_{yld}$  הוא אחוז ממאמץ הכניעה שנבחר לעומס מקדים (מקובל לקחת 66.7%) ו-  $\sigma_y$  הוא ממאמץ הכניעה של החומר [21].

בהתאם לכך כוח ההידוק הראשוני לתריג מסוג M4X0.7 :

$$Q = 0.667 \cdot 205 \cdot 8.78 = 1200.5[N]$$

על פי נספח [24] ניתן לראות כי כוח ההידוק המקסימלי לבורג M4 הינו  $N=3901.9$  אשר גובה משמעותית מהכוח הנדרש שכן אין סכנה לכשל של הבורג.

### 7.1.3. תנאי עצירה עצמית

לאחר סיום הבריגת הבורג מסתירות הפעלת המומנט החיצוני. הכוחות הפועלים על הבורג במצב זה מתוארים על ידי איור 7.2. את הכוח הצירי  $Q$  ניתן לפרך לשני רכיבים :

$Q_t$  - ההיטל של הכוח הצירי בכיוון זווית המעליה ( $\gamma$ ) הזווית של שיפוע שניי הבורג.

$Q_n$  - ההיטל של הכוח הצירי בכיוון ניצב לזווית המעליה ( $\gamma$ ).

רכיב  $Q_t$  של הכוח הצירי גורם לנטייה להחלה, בעודו הזרת מופעל כוח חיכוך  $F_f$ . על מנת שלא תתרחש פטיחה עצמית של החיבור נדרש להתקיים התנאי :

$$Q_t \leq F_f \quad (20)$$

תנאי זה דורש שכוח החיכוך שמתפתח בין תריג הבורג לבין תריג האום צריך להיות גדול יותר מהכוח המנעה לגורם לפטיחה העצמית של החיבור. על מנת לפתח תנאי לעצירה עצמית נפתח את המשוואה מתוך דיאגרמת הכוחות עבור כוח נורמלי וכוח משיקי :

$$Q_n = Q \cdot \cos \gamma \quad (21)$$

$$Q_t = Q \cdot \sin \gamma$$

כוח החיכוך הסטטי מתקיים מן המשוואה :

$$F_f = Q_n \cdot \mu = Q \cdot \cos \gamma \cdot \mu \quad (22)$$

לכן ניתן לנתח מחדש את התנאי :

$$Q \cdot \sin \gamma \leq Q \cdot \cos \gamma \cdot \mu \quad (23)$$

בහנחה שהכוח גדול מ-0, וזוויות  $90^\circ < \gamma$ , לאחר צמצום מתקובל:

$$\sin \gamma \leq \cos \gamma \cdot \mu \quad (24)$$

נכתוב מחדש את המשוואה:

$$\mu \geq \tan \gamma \quad (25)$$

זוויות החיכוך מוגדרת באמצעות הנוסחה הבאה:

$$\phi = \arctan \frac{F_f}{Q_n} = \tan^{-1} \mu \rightarrow \mu = \tan \phi \quad (26)$$

נציב חזרה:

$$\tan \phi \geq \tan \gamma \quad (27)$$

מאחר ופונקציית טאנגנס מונוטונית עולה בתחום הזוויות הרלוונטי  $90^\circ - 0$ , ניתן לסדר את המשוואה ולקבל נוסחה גיאומטרית עבור תנאי לעצירה עצמית:

$$\phi \geq \gamma \quad (28)$$

כאשר  $\gamma$  זוויות המעליה המתקובלת מהנוסחה הבאה:

$$\gamma = \tan^{-1} \left( \frac{N \cdot P}{\pi \cdot d_p} \right) \rightarrow \tan^{-1} \left( \frac{1 \cdot 0.7}{\pi \cdot 3.55} \right) = 3.6^\circ \quad (29)$$

כאשר  $N$  מייצג את מספר ההתחלות. בתבריג משולש אשר בעל זוויות שנאיינו אפס, נהוג לבצע תיקון עבור מקדם החיכוך האפקטיבי [27]. לכן נחשב את זוויות החיכוך האפקטיבית עבור תבריג מטרי באמצעות הנוסחה הבאה:

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\mu}{\cos(\alpha)} \right) \rightarrow \tan^{-1} \left( \frac{0.61}{\cos(30)} \right) = 35.15^\circ \quad (30)$$

כאשר  $\alpha$  מייצג את מחצית זוויות השו (בתבריג מטרי  $30^\circ = \alpha$ ), ו- $\mu$  את מקדם החיכוך הסטטי. במקרה כזה הבורג עשוי מפלדת אל חלד והתבריג מאלומיניום ולכן  $-0.61 = \mu$ . לפיכך מתקובל:

$$3.6^\circ \leq 35.15^\circ$$

ניתן לראות כי תנאי לאי פתיחה עצמית מתקיים ולכן ההברגה לא תפתח לאחר הסגירה.

#### 7.1.4. מומנט פתיחה וסגירה

לאחר חישוב הערכים המופיעים בסעיפים הקודמים, ניתן לחשב את מומנט הפתיחה והסגירה של התבריגים בעזרת הנוסחה הבאה:

$$M_t = \frac{1}{2} \cdot Q \cdot d_p \cdot \tan(\gamma \pm \phi) \quad (31)$$

כאשר  $[N \cdot m]$  מייצג את מומנט הפתחה (-) או מומנט הסגירה (+). הסימון החזובי מייצג הפעלת מומנט עם כיוון השעון (סגירה) והסימון השלילי מייצג הפעלת מומנט נגד כיוון השעון (פתחה):

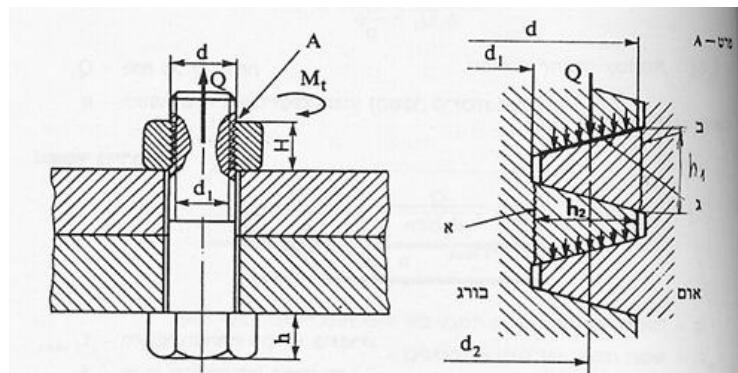
$$M_t^{open} = \frac{1}{2} \cdot 1200.5 \cdot 3.55 \cdot \tan(3.6 - 35.15) = -1111.63 [N \cdot mm] = -1.11 [N \cdot m]$$

$$M_t^{close} = \frac{1}{2} \cdot 1200.5 \cdot 3.55 \cdot \tan(3.6 + 35.15) = 1478.24 [N \cdot mm] = 1.47 [N \cdot m]$$

מומנט ההידוק המקסימלי שモותר בבורג M4 הינו  $3.08 [Nm]$  אשר גובה מהמומנט הנדרש, לכן אין סכנה לכשל כתוצאה מההידוק [24].

## 7.2. חישוב מאמצוי גזירה

מאמצוי הגזירה הינם מאמצים הנוצרים בסיסיון התבריג:



איור 3.7 - תיאור השטחים של התבריג המוטרחים לגזירה או מעיכה [1]

על מנת לחשב את המאמצים הללו יש למצוא תחילת את עובי בסיס השן  $h_1$  ואת שטח הגזירה המרבי בתבריג  $: A_s$

$$h_1 = k \cdot p = 0.8 \cdot 0.7 = 0.56 [mm] \quad (32)$$

כאשר  $k$  מייצג את מקדם עובי בסיס השן (לפרופיל משולש  $0.8$ )  $.(k = 0.8)$ .

שטח הגזירה המרבי בתבריג הבורג מבוטא בנוסחה הבאה:

$$A_s = \pi d_r \cdot h_1 \quad (33)$$

נציב ונקבל:

$$A_s = \pi \cdot 3.14 \cdot 0.56 = 5.52 [mm^2]$$

לצורך חישוב מאמצם הגזירה המותר של חומר  $S$  נעשה שימוש בקריטריון ה成败 וו- מיזס. נקבע מקדם ביטחון של  $2 = F.S$ , שפפיו חושב מאמצם הכנעה המותר בחומר. להלן החישוב:

$$\sqrt{3\tau_s^2} = \frac{\sigma_y}{S.F} \rightarrow \tau_s = 0.577 \cdot \frac{\sigma_y}{S.F} \quad (34)$$

$$\tau_s = 0.577 \cdot \frac{205}{2} = 59.14 [MPa]$$

מאמצז הגזירה המרבי בתבריג  $\tau_{s_{max}}$  מחושב באופן הבא :

$$\tau_{s_{max}} = \frac{Q}{n \cdot A_s} \quad (35)$$

כאשר  $n$  מייצג את מספר השינויים הפעילות. על מנת למצוא ערך זה יש להתmesh בנוסחה הבאה :

$$n = \frac{L_e}{P} \quad (36)$$

כאשר  $L_e$  הוא אורך התבריג. בהתאם לכך מספר השינויים הפעילות בתבריג :

$$n = \frac{5}{0.7} = 7.14 \sim 7$$

נציב את כל הערכים לנוסחה (35) ונקבל :

$$\tau_{s_{max}} = \frac{1200.5}{7 \cdot 5.52} = 31.05 \leq [\tau_s]$$

מחישובים אלו ניתן לראות כי אין סכנה של גזירת שניי התבריג.

### 7.3. חישוב מאמצז מעיצה

בכל מערכת תבריגים קיימת סכנה של מעיצה התבריג. למניעת מצב זה יש לוודא כי לחץ המגע  $P_c$  קטן מהמאמצז המותר.

$$P_c = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d^2 - d_r^2) \cdot n} \leq \frac{\sigma_y}{S.F} \quad (37)$$

בhzבת כל הערכים מתקבל :

$$P_c = \frac{4 \cdot 1200.5}{\pi \cdot (4^2 - 3.14^2) \cdot 7} = 35.56 \leq 102.5 [Mpa]$$

מהחישוב ניתן לראות כי אין סכנת מעיצה של התבריג.

### 7.4. חישוב חזק התופסנים

שני התופסנים - הקדמי וה האחורי, מיוצרים בטכנולוגיית הדפסה תלת-ממדית, מتوزע שיקולים כלכליים וטכנולוגיים. הגיאומטריה המורכבת של התופסנים מבקשת על ייצורם באמצעות קונבנציונליים כגון חריטה

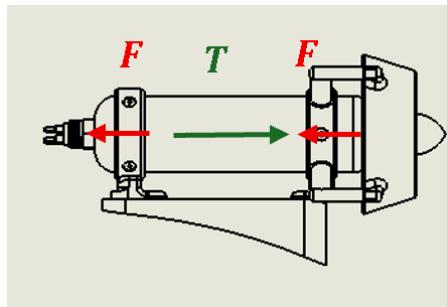
וכرسום, וכן הדפסה תלת-ממדית מהוות פתרוןיעיל ונגיש יותר. חומר הגלם שנבחר לייצור התופסנים הוא Acrylonitrile Styrene Acrylate (ASA) שהוא פלסטיק תרמופלסטי המתאפיין בעמידות גבוהה לתנאי חוץ ומציע חוזק מכני ויציבות ממדיות טובות, מה שהופך אותו לבחירה הולמת עבור יישומים מסווג זה.

להלן טבלה המציגת את תכונות החומר ASA

טבלה 2.7 - תכונות החומר [29] Acrylonitrile Styrene Acrylate (ASA)

ערכים	תקן	תכונות פיזיקליות
2.60	ISO 527	$E$ [ $GPa$ ]
1.07	ISO 1183	$\rho$ [ $\frac{g}{cm^3}$ ]
35	ISO 527	$\sigma_s$ [ $Mpa$ ]
56	ISO 527	$\sigma_y$ [ $Mpa$ ]
1.65%	ISO 62	ספיגת מים

מכיוון שהחומר מתנהג כחומר פריך, מתקבל כי מאיץ הכנעה גבוהה מחזקת המתיחה. לפיכך, בחישובים יתבססו הערכים על חזק המתיחה כגבול תיכון לשבר. יצוין כי מתח ניתנו הכוחות הפעילים על התופסנים של מארז המנווע ניתן להסיק כי הכוח העיקרי אשר פועלם עליהם הוא הדחף שיוצר המדחף.



איור 4.7 - סכמת בוחות על התופסנים

まいיר 7.4 ניתן לראות שהכשל העיקרי בתופסנים צפוי להתறחש בגזירה. לכן, חשוב למקם את החלקים בהדפסה כך שכיוון השכבות יהיה בניצב לכוחות הפעילים. לאחר שהחלקים המודפסים אינם אחידים במבנה הפנימי שלהם, קשה לבצע חישוב אנליטי מדויק. לכן בוצעו חישובים שמרניים כדי לוודא שהתקן צפוי לעמוד בעומסים.

## 7.5 חישוב מאץ גזירה של ASA

לחישוב זה תלך משואה (34) תוך הצבת מקדם ביטחון של  $S.F = 2$ :

$$\tau = 0.577 \cdot \frac{\sigma_s}{S.F} \rightarrow 0.577 \cdot \frac{35}{2} = 10.09 [MPa]$$

## 7.6. חישוב המאמץ הקריטי על התופסן

לчисוב המאמץ הקריטי על החלק יש לנקח בחשבון את הדחף של המדחף שצפוי להיות  $[N] = 50$ . שטח החתך המינימלי בתיכון התופסן הוא  $[mm^2] = 24.36$  (על פי הסוליד) הנמצא בסיס החיבור בין הרgel לחבק.

$$\sigma_F = \frac{F}{A} \rightarrow \frac{50}{24.36} = 2.05 [N] < \tau \quad (38)$$

בהתאם לתוצאות שהתקבלה נראה כי הכוחות הפעילים על התופסן בזמן עבודה קטנים ביחס לתכונות החומר גם עם הערכה הממירה ביותר.

## 7.7. חישוב מאמץ הלחיצה של הבורג על התופסן

מאמץ הלחיצה בין הבורג לתופסן מתרחש בשטח המגע בין הראש הקוני של הבורג לתופסן. שטח המגע של הבורג על פי תוכנת SOLIDWORKS הוא  $[mm^2] = 69.1$ . לחץ שהבורג מפעיל על התופסן הוא כוח ההידוק הראשוני שחושב באמצעות משואה (19) -  $[N] = 1200.5$ . בהתאם לכך מאמץ הלחיצה הפעיל מחושב באופן הבא:

$$\sigma_{stress} = \frac{F}{A} \rightarrow \frac{1200.5}{69.1} = 17.37 [MPa] \quad (39)$$

כפי שניתן לראות מהחישוב המופיע בנוסחה (39) המקדם ביחסו שמתකבל ביחס למתחה הוא 2. לכן, אין סכנה לכשל או לייצור בקעים בחומר כתוצאה מהידוק הבורג.

## 8. השפעת תחודה ורטט על מערכת ההנעה

בפרק זה יפורטו חישובים של תדר המנוע ומאוזן המנוע.

### 8.1. תדר של המנוע

מנוע זרם ישיר (BLDC) המסתובב במהירות נומינלית של 3940 סל' / ד שוכר רטט הרמוני בתדר התואם למהירות הסיבוב שלו. את תדר הרטט העיקרי הנובע מסל' / ד נתון ניתן לחשב כך:

$$f_{rot} = \frac{N_{RPM}}{60} = \frac{3940}{60} = 65.7 Hz \quad (40)$$

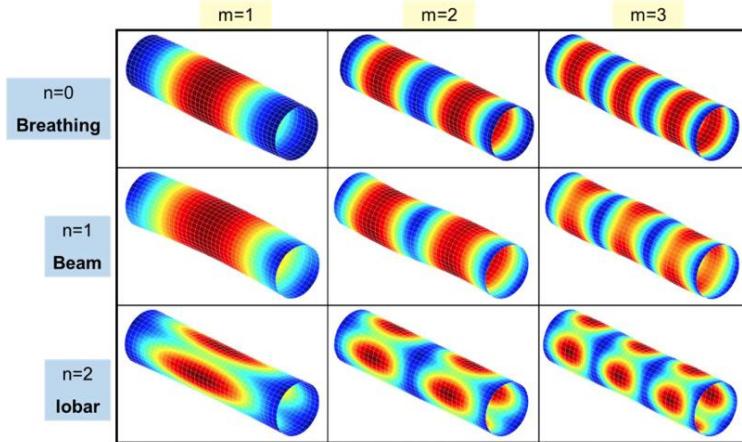
כאשר  $f_{rot}$  התדר המתקובל בזמן עבודה המנוע,  $N_{RPM}$  מהירות סיבוב המנוע. חוסר איזון קל בציר המנוע, תנודות מומנט חשמליות או כוחות א-סימטריים – כולן עשויים לבוא לידי ביטוי ברטט בתדר זה, על כן חושב לוודא שהתדרים העצמיים של המבנה רחוקים ממספר מספק מתדרי העבודה. בנוסף, אם מחובר למנוע פרופולור עם מספר להבים, נוטפים למערכת תדרי מעבר הלהב (BPF- Blade Pass Frequency). זהו תדר שבוי להבי פרופולור עוביים דרך איזור מדויק ומשדרים גלים. כל מעבר של להב גורם לשינוי בליחז בסביבה, וכתוצאה לכך נוצרת תנוצה שמייצרת רעש או רuidות. למנוע שלנו פרופולור בעל 2 להבים, לכן חישוב של התדר בזמן עבודה יהיה:

$$f_{rot} = \frac{N_{RPM}}{60} \cdot Z = \frac{3940}{60} \cdot 2 = 131.4 Hz \quad (41)$$

כאשר  $Z$  מספר הלהבים בפרופולור.

## 8.2. תדר של המארז

גליל חלול יכול לרטוט במספר אופנים טבעיות, במרקחה שלנו הגליל סגור בקצוותיו ולכון האופנים מתחולקים לשתי קטגוריות עיקריות- אופני קורה ואופני קליפה. אופני קורה הם תנודות בהן הגליל מתנהג כמוות מתכווף ללא שינוי בחתך המארז. אופני קליפה הם תנודות בהן נוצרים עיוגות של הדופן הגלילית בהיקף המארז- שינוי בצורת החתך. אופנים אלו מיוצגים על ידי  $n$  המתאר את מספר הגלים סביב ההיקף ( אופני קורה  $n=1$ , אופני קליפה  $n=0$ ), ו- $m$  המתאר את כמות חצי-גלים המתפתח לאורך הציר (במרקחה שלנו  $m=1$ ).



איור 1.8- דיאגרמה של אופנים טבעיות תחת עומס חיצוני [19]

עבור חישוב אופני קליפה  $f_{breathing}$  נשתמש בנוסחה הבאה :

$$f_{breathing} = \frac{C_L}{\pi d} \quad (42)$$

$$C_L = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (43)$$

כאשר  $d$  הוא קוטר המארז,  $C_L$  מהירות הגל האנכי בחומר,  $E$  מודול יאנג של החומר, ו- $\rho$  צפיפות החומר.

כאשר נציב את הנתונים בנוסחה נקבל כי :

$$f_{breathing} = \frac{C_L}{\pi d} = \frac{5.05 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0.052} = 3.09 \cdot 10^4 \text{ Hz} \sim 30 \text{ kHz}$$

$$C_L = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \sqrt{\frac{68.9 \cdot 10^9}{2700}} = 5.05 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

מהחישוב ניתן לראות כי  $f_{n=0} = 30 \text{ kHz}$  גדול משמעותית מהתדריות של המנוע אך אין חשש לכניסה למכב של רזוננס.

עבור חישוב אופני הקורה  $f_{beam}$  נשתמש בנוסחה הבאה :

$$f_{beam} = \frac{m_n^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (44)$$

כאשר  $I$  מומנט אינרציה,  $A$  שטח חתך,  $l$  אורץ הקורה,  $m_n$  משטנה eigenvalue המתאר את מצב הקורה (במקרה שלנו קורה תפוצה שני הגדדים  $m_n = 4.73 m^{-1}$ ). נציב במשוואה:

$$A = \pi(0.026^2 - 0.0235^2) = 3.88 \cdot 10^{-4} [m^2]$$

$$I = \frac{\pi}{4}(0.026^4 - 0.0235^4) = 1.19 \cdot 10^{-7} [m^4]$$

$$f_{beam} = \frac{4.73^2}{2\pi \cdot 0.157^2} \sqrt{\frac{68.9 \cdot 10^9 \cdot 1.19 \cdot 10^{-7}}{2700 \cdot 3.88 \cdot 10^{-4}}} = 1.27 \cdot 10^4 Hz$$

ניתן לראות כי התדר יוצא  $f_{n=1} \sim 13 kHz$  גדול משמעותית מהתדר העצמי של המנוע, לכן אין סכנה של כניסה למצב רזוננס.

### 8.3. כוחות על הברגים כתוצאה מריטט

רטט מחורי גורם לתאונות וכוחות אינרציה מחוריים שעלייהם הברגים צריכים להתגבר. עבור רכיב בעל מסה ובעונת הרמוניית בתדר  $f$  עם אמפליטודה של  $X$ , נקבל תאוצה מרבית:

$$a_{peak} = \omega^2 \cdot X \quad (45)$$

כאשר  $\omega = 2\pi f$  התדרות הזוויתית. רטט במכונות חשמליות נמדד לפי מהירות הרטט ביחידות של  $\frac{mm}{s}$ , המהווה מדד לספקת האנרגיה הרוטטת. לפי תקן ISO 10816 המגדיר סיוג רמות רטט מסה ובעונת הרמוניית בתדר  $f$  עם אמפליטודה של  $X$ , נקבל תאוצה מרבית  $\frac{mm}{s}$  (RMS).

טבלה 1.8 - טבלאות תקן ISO 10816 לסיוג רמות רטט של מכונות [16]

<b>Class I</b> machines may be separate driver and driven, or coupled units comprising operating machinery up to approximately 15kW(approx 20hp).
<b>Class I</b> machinery (electrical motors 15kW (20hp) to 75kW(100hp), without special foundation, or Rigidly mounted engines or machines up to 300kW (400hp) mounted on special foundations.
<b>Class III</b> machines are large prime movers and other large machinery with large rotating assemblies mounted on rigid and heavy foundation which are reasonably stiff in the direction of vibration .
<b>Class IV</b> includes large prime movers and other large machinery with large rotating assemblies mounted on foundations which are relatively soft in the direction of the measured vibration (i.e.,turbine generators and gas turbines greater than 10MW (approx. 13500hp) output.

Velocity Severity		Velocity Range Limits and Machine Classes			
		Small Machines Class I	Medium Machines Class II	Large Machines	
mm/s RMS	in/s Peak	Rigid Supports Class III	Less Rigid Supports Class IV		
0.28	0.02				
0.45	0.03	Good			
0.71	0.04				
1.12	0.06	Satisfactory	Good	Good	
1.80	0.10				
2.80	0.16	Unsatisfactory (alert)	Satisfactory	Satisfactory	
4.50	0.25		Unsatisfactory (alert)		
7.10	0.40			Satisfactory	
11.20	0.62	Unacceptable (danger)		Unsatisfactory (alert)	
18.00	1.00		Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	
28.00	1.56			Unacceptable (danger)	
45.00	2.51			Unacceptable (danger)	

למכונות לפי גודלם:

마חר והמנוע שנבחר פועל בטוחה של עד  $15kW$ , מהירות רטט בטוחה טוב (מנוע חדש) יהיה עד ל-

$0.71 \left[ \frac{mm}{s} RMS \right]$ . עבור מהירות RMS למהירות שיא ונציג חזקה במשוואה לתאוצת שיא:

$$v_{peak} = \sqrt{2} \cdot v_{RMS} = \sqrt{2} \cdot 0.71 \sim 1.01 \left[ \frac{mm}{s} \right] \quad (46)$$

$$v_{peak} = \omega \cdot X \rightarrow X = \frac{v_{peak}}{\omega}$$

$$\omega = 2\pi \cdot f = 2\pi \cdot 131.4 = 825.61 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

$$a_{peak} = \omega^2 \cdot X = \omega^2 \cdot \frac{v_{peak}}{\omega} = \omega \cdot v_{peak} = 825.61 \cdot 1.01$$

$$a_{peak} = 833.86 \left[ \frac{mm}{s^2} \right] = 0.833 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

הכוח הדינמי הפועל על הברגים מחושב באמצעות החוק השני של ניוטון ונובע מהרטט. על מנת לוודא שהברגים לא ישחררו כתוצאה מכוח זה, יש לקבוע מומנט ההידוק המספיק ליצירת כוח ההידוק על הborg שגדול מהכוח הדינמי. למעשה צריך לענות על התנאי  $F_p > F_s$  כאשר  $N_s$  מספר הברגים במערכת. ניתן לחשב את מומנט ההידוק הדרושים באמצעות הנוסחה הבאה :

$$T = K \cdot d \cdot F_p \cdot S.F. \quad (47)$$

כאשר  $T$  מומנט ההידוק,  $d$  קוטר הborg,  $F_p$  כוח ההידוק,  $S.F.$  מקדם הביטחון, ו-  $K$ - מקדם חיכוך אופייני. עבור בריגי פלאזה יבשים נהוג להשתמש בקירוב במקדם  $K \sim 0.2$ .

נחשב את הכוח הפועל על הברגים כתוצאה מהרטט לכל מכסה :

$$F = m \cdot a = 0.75 \cdot 0.833 = 0.62 [N] \quad (48)$$

$$F_{sFront} = \frac{0.62}{4} = 0.155 [N]$$

$$F_{sBack} = \frac{0.62}{3} = 0.206 [N]$$

מכאן ניתן לחשב את מומנט ההידוק הדרושים על מנת שלא יפתחו כתוצאה מהרטט, ולהשווות אותו למול מומנט ההידוק שהתקבל בפרק חישובי הרגות :

$$T_{front} = 0.2 \cdot 0.004 \cdot 0.155 \cdot 2 = 2.48 \cdot 10^{-4} [Nm]$$

$$T_{back} = 0.2 \cdot 0.004 \cdot 0.206 \cdot 2 = 3.29 \cdot 10^{-4} [Nm]$$

$$M_{real} = 1.47 [Nm] = 0.2 \cdot 0.004 \cdot 2 \cdot F_p \rightarrow F_{p_{real}} = 918 [N]$$

ניתן לראות כי המומנט שחושב גבוהה משמעותית מהמומנט ההידוק הדרושים כתוצאה מרטט, ולכן המערכת עומדת בתנאי  $F_p > F_s$  ולא קיימת סכנה לפתיחת הברגים כתוצאה מרטט.

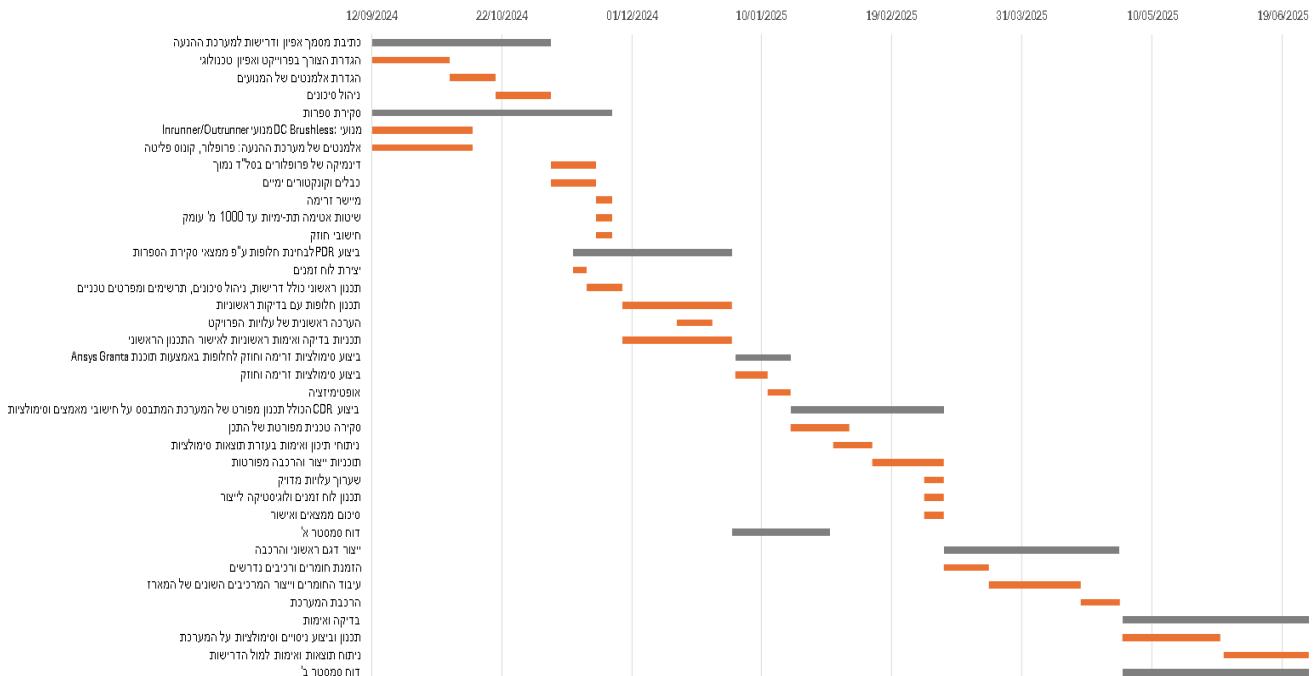
## 9. ניהול סיכון ותוכנית עבודה

בפרק זה מוצגים טבלת ניהול הסיכון של הפרויקט, ותרשים גantt לעבודה. להלן טבלת ניהול הסיכון:

טבלה 9-1 טבלת ניהול סיכון

#	הסיכון	הסתברות להתרחש	השפעה על	רמת סיכון הכוללת	טבלה 9-1
		ביצועים	תקציב	לו"ז	
1	קרישה של גוף המארז כתוצאה מלחץ חיצוני	1	3	3	ביצוע חישובי חזק וסימולציות חזק
2	נזק לגוף המארז כתוצאה מפגיעה של עצם זר	1	3	2	תכנון מארז מחומרים עמידים
3	התchmodות יתר של המערכת כתוצאה מפינוי חום לאעיל	1	2	3	תכנון מארז מחומרים בעלי מוליכות חום גבוהה
4	רעידות בשל חיבור חלש של המארז לגוף הצלולת כתוצאה מפגמים במתאים/ברגמים	2	2	8	בחירה חומריים מתאימים וחישובי חזק
5	רעידות בשל חיבור חלש של המארז לגוף הצלולת כתוצאה מטעות אנוש בהרכבה	2	2	6	לבצע תחيلي בדיקה ובקרה לאחר ההרכבה כדי לוודא שהכל הותקן בצורה נכונה
6	חדירת עצם לפרופולור והפרעה לזרימה	2	2	6	התקנת קונוס פליטה עם מישורי זרימה
7	נזק לקונוס פליטה/להבים בפרופולור כתוצאה מפגיעה של עצם זר	1	2	4	בחירת חומרים עמידים שימוש באטומים המיעדים לחץ גבוה עם מוקדם ביטחון מתאים וביצוע בדיקות לאטומות
8	חדירת מים למנוע כתוצאה מאיטום לא תקין	1	3	6	ניסויים מוקדמים בתא לחץ לבדיקת אטימות תכנון חיבור חזק במיקום מוגן
9	חדירת מים לכבל תקשורת כתוצאה מאיטום לא תקין	1	3	5	התקנות/קשר לכבל תקשורת כתוצאה מפגיעה עצם זר
10	עיכוב בהזמנת רכיבים כתוצאה מעיכוב/ביטול אצל הספק חריגה משמעותית בעליות	1	3	5	הזמןה של הרכיבים מראש, ספק אמין סקר שוק מעמיק בחירת חומרים קלים ומגבלות גודל הזמנה מספקים אמינים
11	חריגת משקל משמעותית	2	2	9	לקוויות בייצור והזמןה של רכיבים
12		2	0	9	
13		2	0	4	
14		2	1	12	

להלן תרשימים גאנט להמשך העבודה :



איור 1.9 - תרשימים גאנט

## 10. הערכת כלכלית

פרק זה כולל פירוט של הבעיות השונות עבור ייצור המארז. העלות של הרכיבים מותבססת על הצעות מחיר שהתקבלו בהתייעצות מול ספקים, והערכתה בהתבסס על בעיות ייצור של פרויקטי עבר. המחיר שモוצג בטבלה מתייחס לייצור של כלל מערכת ההנעה ולא של יחידה בודדת.

להלן טבלה המרכזת את עלות שעות עבודה :

טבלה 10.1 - הערכת כלכלית של עבודות התכנון

הערות	סה"כ מחיר	שעות עבודה	מחיר לשעת עבודה	תיאור
	[₪]	[₪]	[₪]	
<b>מבצע ע"י</b>				
<b>הסטודנטים</b>	48,000	800	60	פיתוח תכנון
<b>(תשלום חד- פעמי)</b>				

ההערכה עבור עבודה הסטודנטים (תכנון, ייצור והרכבה) הינה תאורטית על פי שכר ממוצע בשוק.

להלן טבלה המרכזת את עלויות חומרי הגלם, ייצור ורכיבים שעתידיים להircש:

טבלה 10.2- הערכה כלכלית של ייצור המארז

הערות	סה"כ מחיר [₪]	כמות	מחיר ליחידה	תיאור
				[₪]
-	413	1	413	חומר גלם אלומיניום T6 6061 Ø50.8[mm]x250[mm]
-	1953.43	1	1953.43	מנוע חשמלי
במחיר כולל גム חיבור זכר ו gum חיבור נקבה	667.45	1	667.45	קונקטור
-	197.41	750.6[g]	263 $\left[\frac{\text{₪}}{\text{kg}}\right]$	חומר ASA להדפסה 3D
-	27	6	4.5	אורינגים
7 יחידות -M4X14				
4 יחידות -M3X14				
4 יחידות -2M3X1				
1 יחידה -M2.5X10	18	18	1	ברגים
1 יחידה -M3X12				
1 יחידה -M3X18				
M3 DIN985	2	2	1	אום
M3	1	1	1	шибה
	2.5	2.5	1	טבעת אבטחה פנימית
-	280.8	1	280.8	Rotary shaft seal
הערכתה על פי עבודות קודמות עבור מארז אחד	3000	50	60	עיבוד שבבי
	6562.59		סה"כ	

המחיר הכלול של ייצור בלבד של מארז אחד מגיע בהערכתה מקורבת של ₪ 6562.6 (וכי עבור מערכת

הנעה שלמה הכוללת 5 מנועים- ₪ 9,812.32).

## 11. סיכום

פרויקט זה מתמקד במערכת הנעה של הצוללת הידרוכאמל אשר נבנתה בmundah לרובוטיקה אוטונומית ינית של פרופסור הוגו גוטרמן. המוטיבציה לפרויקט זה נבעה מכך שהמנועים הקיימים לא מיוצרים ואינם נטמכים, ומערכות הנעה הנמכרות בשוק בעלות מחירesarן. על כן, פרויקט זה בא לייצר מערכת הנעה זולה המסוגלת לעמוד בדרישות התכנן ולעבור התאמות באופן פשוט. במהלך העבודה על פרויקט זה, תחילת נבחנו האלמנטים השונים הנמצאים בסיס תפקוד מערכת הנעה ינית כדוגמם: מנוע, פרופולור, קונוס פליטה, כלים ימיים וכו'. לאחר מכן נבחנו התכורות השונות בהן ניתן לייצר מארזים עמידים להחץ גבוה ואוטומים לשבייה ינית. לאחר שכלל של פרמטרים שונים נבחרה האופציה של מארז גלילי בעל טבעות חיזוק חייזנויות. מארז זה נבחר בשל פשוטות הייצור שלו, מחירו וקלות התחזוקה. לאחר חישובי חזוק וקריסה תיאורתיים על פי תקן ASME-BPVC וביצוע סימולציות חזוק באמצעות תוכנת SolidWorks נמצא כי טבעות חיזוק אינן תורמות באופן משמעותי לעמידה בפני לחצים חייזוניים בגליילים בסדר הגודל שעובדים בו.

בשל התוצאות שהתקבלו נבחנה האפשרות של מארז עם השוואת לחצים כפי שנראה בספח [16], אך גם עבור אופציה זו יחס עלות תועלת של השיטה נמוכה ועל כן הוחלט להתקדם עם מארז יבש בעל עובי דופן של 5 מ"מ. במקביל לבחירת סוג המארז, נערך סקר מנوعים רחב הכלל לימוד של סוגי מנועים חמליים שונים, הבנת הנתונים הטכניים במפרט, ואינטגרציה והתאמאה למערכת ייוזדי. בנוסף בוצע לימוד מקיף על תכורות איטום שונות, מה שהסתכם בבחירה אתם דינמי המתלבש על ציר המנוע לאיתום המדף. שלב התכנן כלל בתוכו גם חישובים של דחף, חזוק הברגות, והשפעת תדרים של המנוע על המערכת. כמו כן, חלק מהתכנן גושו התאמות לגוף המארז כדי לשמר על הידרודינמיות, מצטטם גורר על ידי קונוס פליטה ייוזדי עם מישרי זרימה, התאמת האיטום ותכנון מחברים ייוזדים לקיבוע המערכת הנעה לגוף הצוללת.

במהלך החצי השני של השנה, לצד שלב התכנן של המערכת, יצרנו קשר עם ספקים שונים לקבלת מידע על כלל המרכיבים של המערכת – מה שכלל פרטים טכניים של הרכיבים לצד הצעות מחיר. בסיום הפרויקט נבחר תכנן סופי מוגמר של המערכת, אך לא הספקנו לבצע הזמנה של הרכיבים וליצור את המערכת. במהלך השנה נתקלנו בעיכובים אשר נבעו מימי מילואים רבים, ועל כן זמן ביצוע של התכנן התארך מה שגרר עיכוב בקבלת אישורים וביצירת קשר מול ספקים. אם כך, עובדה זו תהווה בסיס לפרויקטים של שנים הבאות, אשר יוכל לבצע התאמות מינוריות ולהגיע לשלב הייצור וההרכבה בזמןים קצרים יותר. לסירוגין, במסגרת פרויקט זה נחשפנו לתוךן רב מעבודה של מהנדס בנושאים כגון תכנן, עבודה מול גורמים ושיקולים כלכליים. חשיפה זו קריטית ומעמיקה את הידע, והיא תיתן את הבסיס להמשך העבודה בעולם ההנדסה ובתחום התכנן המכני בפרט.

- [1] ברונו ברלך (2016), "פיתוח מארז למנועים חשמליים עמידים לחץ לצוללת אוטונומית".  
[2] נדב בן סימון ואחרון זלצמן (2018), "צוללת אוטונומית- תכנן מנועים ואטימה".  
[3] A. Etemadi, A. Emdadi, O. AsefAfshar, Y. Emami , "Electricity Generation by Ocean Thermal Energy", Elsevier, 2011.  
[4] "What are Brushless DC Motors", Renesas .(n.d).  
<https://www.renesas.com/en/support/engineer-school/brushless-dc-motor-01-overview>  
[5] Ryan, "Brushless Inrunner vs Outrunner motor?", Radio Control INFO. 2018, [Brushless Inrunner vs Outrunner motor? - RCexplained](#)  
[6] F.Celik, A.Dogrul, Y.Arikan, "Investigation of the Optimum Duct Geometry for A Passenger Ferry", Yildiz Technical University, Dept. of Naval Architecture and Marine Engineering, (n.d).  
[7] I.Syarif, T. Bambang Musriyadi, A. Dwi Arta Je Mafera,"Analysis Effect of Duct Length Nozzle Diameter Ratio and Tip Clearance Variation on the Performance of K-series Propeller", International Journal of Marine Engineering Innovation and Research, Vol.2(1), Dec.2017. 77-85.  
[8] F.C. KINGHORN, A.McHUCH and W.D.DYET, "The use of etoile flow straighteners with orifice plates in swirling flow", ©Butterworth- Heinemann Ldt, 1991.  
[9] W. Song and W.Cui, "An Overview of Underwater Connerctors", Journal of Marine Science and Engineering, 2021,9,813. <https://doi.org/10.3390/jmse9080813>  
[10] Z. Chen, W. Jiao, K.Ren. J.Yu, K.Chen, X.Zhang, "A survey of reasurch status on the environmental adaptation technologies for marine robots", ELSEVIER, 2023.  
[11] D.Moss, "Buckling of thin walled cylindrical shell", Pressure Vessel Design Manual, 3rd Edition, Gulf Professional Publishing, p.87, 2004.  
[12] ASME "Boiler and Pressure Vessel Code ", Section VIII, p.20-23,2023.  
[13] ASME "Boiler and Pressure Vessel Code", II Materials Part D, p.794-795,827,2013.  
[14] C. Liang, S.Shiah, C.Jen, H.Chen, "Optimum design of multiple intersecting spheres deep-submerged pressure hull", ELSEVIER, 2003.  
[15] J. Scarlton, "Marine Propellers and Propultion", ELSEVIER, 2019  
[16] ISO10816 charts for vibration measurement [ISO10816 Charts](#)  
[17] Yoshitaka Kubojima, Hisashi Ohsaki, Hideo Kato, Mario Tonosaki : "Fixed-Fixed flexural vibration testing method of beams for timber guardrails" [Fixed-fixed flexural vibration testing method of beams for timber guardrails](#)  
[18] Tom Irvine: "Ring Vibration Modes. Revision E" :  
<https://www.vibrationdata.com/tutorials2/ringmode.pdf>  
[19] Stephen A. Hambrie: "Practical tutorial on cylindrical structure vibro-acoustics part 1- vibrations"

[https://www.ioa.org.uk/system/files/proceedings/sa\\_hambrick\\_practical\\_tutorial\\_on\\_cylindrical\\_structure\\_vibro-acoustics\\_part\\_1\\_-\\_vibrations.pdf](https://www.ioa.org.uk/system/files/proceedings/sa_hambrick_practical_tutorial_on_cylindrical_structure_vibro-acoustics_part_1_-_vibrations.pdf)

[20] Blade Pass Frequency: [Noise generated by Fans - Blade Pass Frequency \(BPF\)](#)

[21] <https://mechanicalc.com/reference/bolted-joint-analysis> Bolted Joint Analysis:

[22] Coefficient of friction equation and table chart:

[https://www.engineersedge.com/coefficients\\_of\\_friction.htm](https://www.engineersedge.com/coefficients_of_friction.htm)

[23] Thread Root Definition: [Thread Root - Machining Doctor](#)

[24] Table of Preloads and Tightening approximate values [Precargas Web.pdf](#)

[25] Screw threads and friction calculations: [Statics: Screw Threads](#)

[26] Introduction to threaded components [Threaded Components](#)

[27] V-thread friction coefficient [In considering friction of a V-thread the virtual coefficient of friction](#)

[28] Richard G.Budynas, J.Keith Nisbett, "Shigley's Mechanical Engineering Design", Tenth Edition, McGraw-Hill Education, 2015

[29] ASA properties [Datenblatt | KERN](#)

[30] Magnetic Coupling: <https://www.stanfordmagnets.com/magnetic-coupling.html>

[31] Rotary Shaft Seal: <https://www.ddsseals.com/engineering-specifications/>

[32] Anodize: <https://www.greencoat.co.il/%D7%90%D7%A0%D7%95%D7%93%D7%99%D7%99%D7%96>

[33] Minimum Bend Radius: [https://www.anixter.com/en\\_us/resources/literature/wire-wisdom/minimum-bend-radius.html](https://www.anixter.com/en_us/resources/literature/wire-wisdom/minimum-bend-radius.html)

[34] Mechanical Seal: <https://safseals.com/how-does-a-mechanical-seal-work/>

## 13. נספחים

### נספח א- דינמיקה של פרופולורים

פרופולורים בסיל'יד נמוך משמשים במערכות הנעה לצוללות על מנת לספק דחף אפקטיבי בשקט יחסית ובייעילות גבוהה. תכנון נכון של פרופולור תלוי בהבנה של דינמיקת זורמים, חישובי דחף ותכנון גיאומטרי של הפרופולור. הפרופולור יוצר דחף על ידי סיבוב להבים בזווית יחסית למישור הסיבוב, מה שדוחף את המים לאחר מכן וגורם כוח דחף קדימה על הצוללת. כאשר נוצר דחף קדימה זה גורם גם ליצירת כוח גורר המתנגד לתנועה. את הגורר ניתן לחשב באמצעות הנוסחה הבאה :

$$D = \frac{1}{2} \rho A V^2 C_d \quad (1.1)$$

כאשר  $\rho$  הוא צפיפות המים,  $A$  הוא שטח החתך של הפרופולור,  $D$  הוא המהירות היחסית של המים ו-  $C_d$  הוא מקדם הדחף של הפרופולור. לכל צורה של להב בפרופולור ישנו מקדם גורר ייחודי, שהוא מספר חסר מימד המתאר את התנוגדות הגוף לזרימה.

את כוח הדחף ניתן לחשב באמצעות הנוסחה הבאה :

$$T = \dot{m} \cdot (\nu_f - \nu_i) \quad (2.1)$$

כאשר  $\dot{m}$  ספיקת מסית,  $\nu_i$  מהירות הזירה לפני המדחף ו-  $\nu_f$  מהירות הזירה אחרי המדחף  $\cdot \left[ \frac{kg}{s} \right]$ .

כאשר מבצעים חישובים על המדחף יש מספר תופעות שצורך לזכור בחישובו :

1. **עקרון הבורג:** עקרון הבורג הוא עקרון פיזיקלי המתאר כיצד מדחף מניע את הצוללת על ידי יצירת כוח דחף, בדומה לפועלתו של בורג בתוך עצם או חומר אחר. כאשר המדחף מסתובב, הלהבים שלו יוצרים כוח דחף קדימה על ידי דחיפת המים לאחר מכן, בהתאם לחוק השלישי של ניוטון. בדומה לבורג אמיתי, יש להתרשם בכמה פרמטרים :

- **פסיעה (Pitch):** הפסיעה של המדחף מתייחס למרחק התקדמותו של המדחף בסיבוב מלא בתנאים תאורטיים ללא החלקה. היחס בין הפסיעה לבין המדחף משפייע על יעילותו כך שפסיעה גבוהה מתאימים ל מהירות גובה, ופסיעה נמוכה מתאימים לכוח דחף גדול ב מהירות נמוכות.
  - **חלוקת (Slip) -** החלקה היא ההבדל בין ההתקדמות התיאורטית (לפי הפסיעה) להתקדמות האמיתית של הצוללת. גורמים כמו קווייטציה ומערבולות משפיעים על החלקה.
  - **יחס ממץ (Effort Ratio) –** היחס בין הכוח המופעל על ידי המדחף לבין הכוח השימושי בפועל. יחס זה מושפע מעצבם הלהבים והזירה סבירם.
2. **קווייטציה:** קווייטציה היא תופעה הנגרמת כאשר לחץ הנוזל סביב הלהבים נמוך מנקודות הרתיחה של המים. כתוצאה לכך נוצרים בעות גז, שעלוות לקרוס בפתאומיות ולגרום לנזק לההבים ולהפחיתה משמעותית בייעילות המדחף.

**3. כוחות דינמיים וציפה:** הכוחות הפעילים על הצוללת כוללים לחצים הידרוסטטיים וציפה. נדרש לשמור על איזון כוחות כדי למנוע פגיעה ביציבות.

### **נספח ב - קוד MATLAB לחישוב הדחף ומומנט המנוע**

```

Fixed Parameters %
Va = 1.5; % Velocity (m/s)
D = 0.078; % Diameter (m)
Z = 2; % Number of Blades
Ae_Ao = 0.3; % Open area ratio
P_D = 0.71; % Pitch-to-diameter ratio

%RPM range
RPM_range = 3000:100:5000; % RPM values from 3000 to 5000 with
step of 100

%Arrays to store results
Thrust = zeros(size(RPM_range));
Torque = zeros(size(RPM_range));

%Coefficients
C_1=0.00880496; C_2=-0.204554; C_3=0.166351; C_4=0.158114;
C_5=-0.147581;

C_6=-0.481497; C_7=0.415437; C_8=0.0144043; C_9=-0.0530054;
C_10=0.0143481;

C_11=0.0606826; C_12=-0.0125894; C_13=0.0109689; C_14=-
0.133698; C_15=0.00638407;

C_16=-0.00132718; C_17=0.168496; C_18=-0.0507214;
C_19=0.0854559; C_20=-0.0504475;

C_21=0.010465; C_22=-0.00648272; C_23=-0.00841728;
C_24=0.0168424; C_25=-0.00102296;

C_26=-0.0317791; C_27=0.018604; C_28=-0.00410798; C_29=-
0.000606848; C_30=-0.0049819;

C_31=0.0025983; C_32=-0.000560528; C_33=-0.00163652; C_34=-
0.000328787; C_35=0.000116502;

C_36=0.000690904; C_37=0.00421749; C_38=0.0000565229; C_39=-
0.00146564;

```

```

CQ_1=0.00379368; CQ_2=0.00886523; CQ_3=-0.032241;
CQ_4=0.00344778; CQ_5=-0.0408811;
CQ_6=-0.108009; CQ_7=-0.0885381; CQ_8=0.188561; CQ_9=-
0.00370871; CQ_10=0.00513696;
CQ_11=0.0209449; CQ_12=0.00474319; CQ_13=-0.00723408;
CQ_14=0.00438388; CQ_15=-0.0269403;
CQ_16=0.0558082; CQ_17=0.0161886; CQ_18=0.00318086;
CQ_19=0.015896; CQ_20=0.0471729;
CQ_21=0.0196283; CQ_22=-0.0502782; CQ_23=-0.030055;
CQ_24=0.0417122; CQ_25=-0.0397722;
CQ_26=-0.00350024; CQ_27=-0.0106854; CQ_28=0.00110903; CQ_29=-
0.000313912; CQ_30=0.0035985;
CQ_31=-0.00142121; CQ_32=-0.00383637; CQ_33=0.0126803; CQ_34=-
0.00318278; CQ_35=0.00334268;
CQ_36=-0.00183491; CQ_37=0.000112451; CQ_38=-0.0000297228;
CQ_39=0.000269551; CQ_40=0.00083265;
CQ_41=0.00155334; CQ_42=0.000302683; CQ_43=-0.0001843; CQ_44=-
0.000425399; CQ_45=0.0000869243;
CQ_46=-0.0004659; CQ_47=0.0000554194;

```

```

for i = 1:length(RPM_range)
    N = RPM_range(i);

% Advance ratio calculation
J = Va / ((N/60) * D);

% Calculate KT (Thrust coefficient)
KT_1 = C_1 + C_2*J + C_3*P_D + C_4*(P_D)^2 + C_5*J^2*Ae_Ao;
KT_2 = C_6*J*P_D*Ae_Ao + C_7*P_D^2*Ae_Ao + C_8*Z +
C_9*J^2*Z + C_10*P_D*Z;
KT_3 = C_11*J*P_D*Z + C_12*Ae_Ao*Z + C_13*J*Ae_Ao*Z +
C_14*P_D^3 + C_15*P_D^6;
KT_4 = C_16*J^2 + P_D^6 + C_17*J^3*Ae_Ao + C_18*Ae_Ao^2 +
C_19*J^2*Ae_Ao^2 + C_20*J^3*Ae_Ao^2;
KT_5 = C_21*J*P_D^6*Ae_Ao^2 + C_22*J^2*P_D^6*Ae_Ao^2 +
C_23*P_D^3*Z + C_24*J*P_D^3*Z + C_25*J^3*P_D^3*Z;

```

$$\begin{aligned}
KT\_6 &= C\_26 * P\_D^3 * Ae\_Ao * Z + C\_27 * J * Ae\_Ao^2 * Z + \\
C\_28 * P\_D^2 * Ae\_Ao^2 * Z + C\_29 * Z^2 + C\_30 * J * Z^2; \\
KT\_7 &= C\_31 * J^2 * Z^2 + C\_32 * J^3 * Z^2 + C\_33 * J * P\_D^2 * Z^2 + \\
C\_34 * J * P\_D^6 * Z^2 + C\_35 * J^2 * P\_D^6 * Z^2; \\
KT\_8 &= C\_36 * Ae\_Ao * Z^2 + C\_37 * P\_D^3 * Ae\_Ao * Z^2 + \\
C\_38 * J^3 * P\_D^6 * Ae\_Ao * Z^2 + C\_39 * P\_D^3 * Ae\_Ao^2 * Z^2;
\end{aligned}$$

$$KT = KT\_1 + KT\_2 + KT\_3 + KT\_4 + KT\_5 + KT\_6 + KT\_7 + KT\_8;$$

% Calculate KQ (Torque coefficient)

$$\begin{aligned}
KQ\_1 &= CQ\_1 + CQ\_2 * J^2 + CQ\_3 * J * P\_D + CQ\_4 * P\_D^2 + \\
CQ\_5 * P\_D * Ae\_Ao; \\
KQ\_2 &= CQ\_6 * J * P\_D * Ae\_Ao + CQ\_7 * J^2 * P\_D * Ae\_Ao + \\
CQ\_8 * P\_D^2 * Ae\_Ao + CQ\_9 * J * Z + CQ\_10 * P\_D * Z; \\
KQ\_3 &= CQ\_11 * J * P\_D * Z + CQ\_12 * J^2 * P\_D * Z + CQ\_13 * J^2 * Ae\_Ao * Z \\
+ CQ\_14 * J * P\_D * Ae\_Ao * Z + CQ\_15 * P\_D^2 * Ae\_Ao * Z; \\
KQ\_4 &= CQ\_16 * J^3 * Ae\_Ao + CQ\_17 * P\_D^3 * Ae\_Ao + \\
CQ\_18 * J * P\_D^3 * Ae\_Ao + CQ\_19 * Ae\_Ao^2 + CQ\_20 * J * Ae\_Ao^2; \\
KQ\_5 &= CQ\_21 * J^3 * Ae\_Ao^2 + CQ\_22 * P\_D * Ae\_Ao^2 + \\
CQ\_23 * J^3 * P\_D * Ae\_Ao^2 + CQ\_24 * J^2 * P\_D^2 * Ae\_Ao^2 + \\
CQ\_25 * P\_D^3 * Ae\_Ao^2; \\
KQ\_6 &= CQ\_26 * P\_D^6 * Ae\_Ao^2 + CQ\_27 * J^3 * Z + \\
CQ\_28 * J^3 * P\_D^3 * Z + CQ\_29 * P\_D^6 * Z + CQ\_30 * J^3 * Ae\_Ao * Z; \\
KQ\_7 &= CQ\_31 * P\_D^6 * Z + CQ\_32 * J * Ae\_Ao^2 * Z + \\
CQ\_33 * P\_D^2 * Ae\_Ao^2 * Z + CQ\_34 * J^2 * P\_D^3 * Ae\_Ao^2 * Z + \\
CQ\_35 * P\_D^6 * Ae\_Ao^2 * Z; \\
KQ\_8 &= CQ\_36 * J * P\_D * Z^2 + CQ\_37 * J^3 * P\_D^2 * Z^2 + \\
CQ\_38 * J^3 * P\_D^6 * Z^2 + CQ\_39 * J * Ae\_Ao * Z^2 + CQ\_40 * J^2 * Ae\_Ao * Z^2; \\
KQ\_9 &= CQ\_41 * P\_D^2 * Ae\_Ao * Z^2 + CQ\_42 * P\_D^6 * Ae\_Ao * Z^2 + \\
CQ\_43 * Ae\_Ao^2 * Z^2 + CQ\_44 * P\_D^3 * Ae\_Ao^2 * Z^2 + \\
CQ\_45 * J^3 * P\_D^3 * Ae\_Ao^2 * Z^2; \\
KQ\_10 &= CQ\_46 * P\_D^6 * Ae\_Ao^2 * Z^2 + \\
CQ\_47 * J * P\_D^6 * Ae\_Ao^2 * Z^2;
\end{aligned}$$

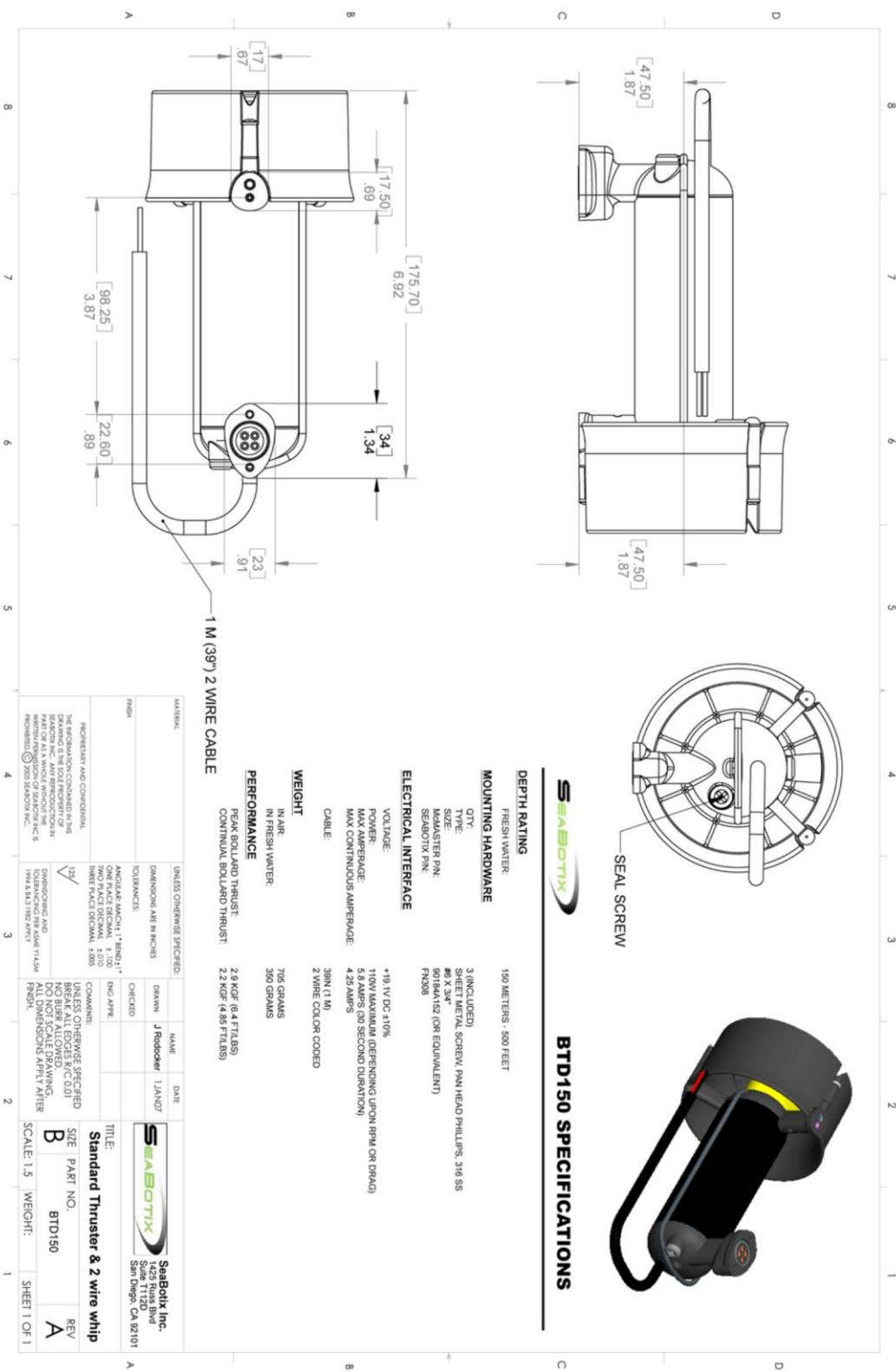
$$\begin{aligned}
KQ &= KQ\_1 + KQ\_2 + KQ\_3 + KQ\_4 + KQ\_5 + KQ\_6 + KQ\_7 + KQ\_8 \\
+ KQ\_9 + KQ\_10;
\end{aligned}$$

% Calculate thrust and torque

$$Thrust(i) = KT * 1025 * (N/60)^2 * D^4;$$

```
Torque(i) = KQ * 1025 * (N/60)^2 * D^5;  
end  
  
%Plotting the results  
figure;  
yyaxis left;  
plot(RPM_range, Thrust, '-b', 'LineWidth', 2);  
ylabel('Thrust (N)');  
  
yyaxis right;  
plot(RPM_range, Torque, '-r', 'LineWidth', 2);  
ylabel('Torque (Nm)');  
  
xlabel('RPM');  
title('Thrust and Torque vs. RPM');  
legend('Thrust', 'Torque');  
grid on;
```

## **נספח ג - DataSheet למנוע BTD150 של SeaBotix**

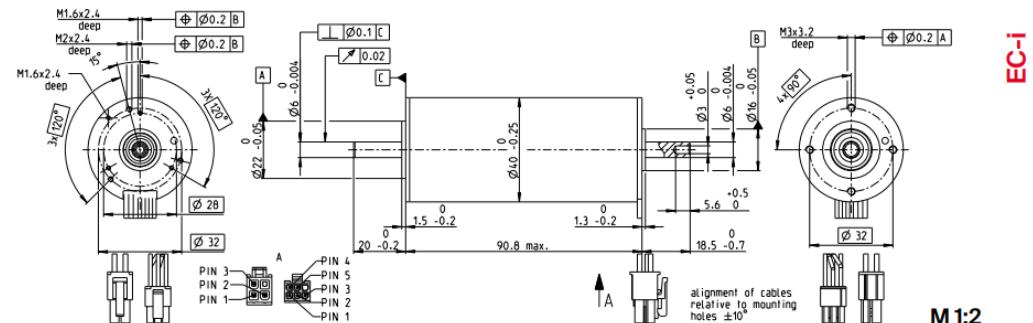


## **איור ג.1- DataSheet למנוע BTD150 של SeaBotix**

# datasheet Maxon EC-i40

## EC-i 40 Ø40 mm, brushless, 130 watt

High Torque



M 1:2

Stock program  
Standard program  
Special program (on request)

### Part numbers

	with Hall sensors	666601	676600	666602	666603			
--	-------------------	--------	--------	--------	--------	--	--	--

#### Motor data

##### Values at nominal voltage

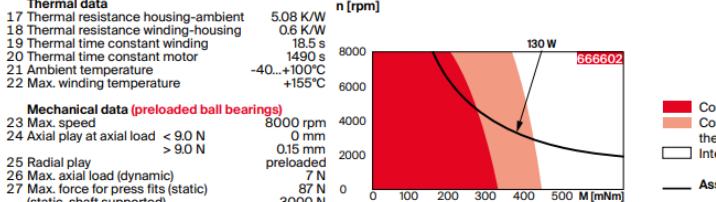
1 Nominal voltage	V	18	24	36	48
2 No load speed	rpm	4670	4730	4670	4640
3 No load current	mA	496	379	248	185
4 Nominal speed	rpm	3920	3990	3940	3910
5 Nominal torque	mNm	278	301	330	343
6 Nominal current (max. continuous current)	A	7.44	6.05	4.3	3.31
7 Stall torque	mNm	2410	2650	2830	2880
8 Stall current	A	92.4	86.6	69.1	55.7
9 Max. efficiency	%	85.7	87	88.1	88.6

##### Characteristics

10 Terminal resistance phase to phase	Ω	0.195	0.277	0.521	0.862
11 Terminal inductance phase to phase	mH	0.128	0.222	0.512	0.922
12 Torque constant	mNm/A	36.4	47.9	72.8	97.8
13 Speed constant	rpm/V	262	199	131	97.7
14 Speed/torque gradient	rpm/mNm	1.4	1.15	0.938	0.862
15 Mechanical time constant	ms	1.15	0.942	0.766	0.704
16 Rotor inertia	gcm²	78	78	78	78

##### Specifications

##### Operating range



Continuous operation  
Continuous operation with reduced thermal resistance  $R_{th2}$  50%  
Intermittent operation

Assigned power rating

##### Other specifications

29 Number of pole pairs	8	Gear	Sensor
30 Number of phases	3	436-438_GP 42 A	509_ENX 16 EASY
31 Weight of motor	587 g	439-441_GP 42 C	510_ENX 16 EASY XT
Values listed in the table are nominal.		455_GSW 55 A	511_ENX 16 EASY Absolute

Connection motor (Cable AWG 20)	8	456_GSW 62 A	512_ENX 16 EASY Absolute XT
red Motor winding 1 Pin 1	3		518_ENX 22 EMT
black Motor winding 2 Pin 2			519_ENX 16 RIO
white Motor winding 3 Pin 3			526_TSX 40 MAG
N.C. Pin 4			527_TSX 40 RIO

##### Connector Article number

Molex	39-01-2040	8	Gear	Sensor
Connection sensor (Cable AWG 26)	yellow Hall sensor 1 Pin 1	3	436-438_GP 42 A	509_ENX 16 EASY
brown Hall sensor 2 Pin 2		439-441_GP 42 C	510_ENX 16 EASY XT	
grey Hall sensor 3 Pin 3		455_GSW 55 A	511_ENX 16 EASY Absolute	
blue GND Pin 4		456_GSW 62 A	512_ENX 16 EASY Absolute XT	
green V=4.5...24 VDC Pin 5			518_ENX 22 EMT	
N.C. Pin 6			519_ENX 16 RIO	

##### Connector Article number

Molex 430-25-0600

Wiring diagram for Hall sensors see p. 69

Details on catalog page 52

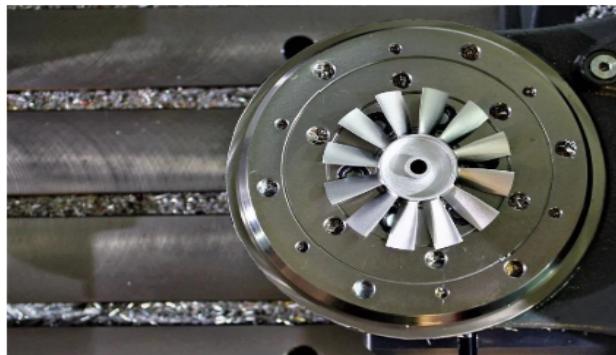
Motor Control	547_DEC Module 50/5
	551_ESCON Module 50/4 EC-S
	551_ESCON Module 50/5
	552_ESCON Module 50/8 HE
	553_ESCON 50/5
	553_ESCON 70/10
	557_ESCON2 Micro 60/5
	558_ESCON2 Module 60/12
	559_ESCON2 Compact 60/12
	564_EPOS4 Module 50/5
	565_EPOS4 Module 50/8
	567_EPOS4 Compact 50/5
	567_EPOS4 Compact 50/8
	569_EPOS4 50/5
	569_EPOS4 70/15
	570_EPOS4 Disk 60/8
	571_EPOS4 Disk 60/12

## נספח ה- חומרי גלם

### Aluminium / Aluminum 6061 Alloy (UNS A96061)

[Download PDF Copy](#)

Sep 27 2012



*Image Credit: Samuel R Vase/Shutterstock.com*

Aluminium / Aluminum alloys are sensitive to high temperatures. They tend to lose some of their strength when exposed to high temperatures of about 200-250°C. However, their strength can be increased at subzero temperatures. They also have good corrosion resistance. Aluminium / Aluminum 6061 alloy is the most commonly available and heat treatable alloy.

The following datasheet gives an overview of Aluminium / Aluminum 6061 alloy.

#### Chemical Composition

The following table shows the chemical composition of Aluminium / Aluminum 6061 alloy.

Element	Content (%)
Aluminium / Aluminum, Al	97.9
Magnesium, Mg	1
Silicon, Si	0.60
Copper, Cu	0.28
Chromium, Cr	0.20

#### Physical Properties

The physical properties of Aluminium / Aluminum 6061 alloy are outlined in the following table.

Properties	Metric	Imperial
Density	2.7 g/cm <sup>3</sup>	0.0975 lb/in <sup>3</sup>
Melting point	588°C	1090°F

#### Mechanical Properties

The mechanical properties of Aluminium / Aluminum 6061 alloy are tabulated below.

Properties	Metric	Imperial
Tensile strength	310 MPa	45000 psi
Yield strength	276 MPa	40000 psi
Shear strength	207 MPa	30000 psi
Fatigue strength	96.5 MPa	14000 psi
Elastic modulus	68.9 GPa	10000 ksi
Poisson's ratio	0.33	0.33
Elongation	12-17%	12-17%
Hardness, Brinell	95	95

#### Thermal Properties

The thermal properties of Aluminium / Aluminum 6061 alloy are given in the following table.

Properties	Conditions		
		T (°C)	Treatment
Thermal expansion co-efficient	23.2 (10 <sup>-6</sup> /°C)	20-100	-
Thermal conductivity	167 W/mK	25	-

## איך ה-Aluminum 6061 T6 properties - 1.6

800 398-4345

**ASM Aerospace Specification Metals Inc.**

Contact Us  
Aluminum 7075-T6; 7075-T651

**Subcategory:** 7000 Series Aluminum Alloy; Aluminum Alloy; Metal; Nonferrous Metal

**Close Analogs:**

**Composition Notes:**  
A Zr + Ti limit of 0.25 percent maximum may be used with this alloy designation for extruded and forged products only, but only when the supplier or producer and the purchaser have mutually so agreed.  
Agreement may be indicated, for example, by reference to a standard, by letter, by order note, or other means which allow the Zr + Ti limit.  
Aluminum content reported is calculated as remainder.  
Composition information provided by the Aluminum Association and is not for design.

**Key Words:** Aluminum 7075-T6; Aluminium 7075-T651, UNS A97075; ISO AlZn5.5MgCu; Aluminium 7075-T6; Aluminium 7075-T651; AA7075-T6

Component	Wt. %	Component	Wt. %	Component	Wt. %
Al	87.1 - 91.4	Mg	2.1 - 2.9	Si	Max 0.4
Cr	0.18 - 0.28	Mn	Max 0.3	Ti	Max 0.2
Cu	1.2 - 2	Other, each	Max 0.05	Zn	5.1 - 6.1
Fe	Max 0.5	Other, total	Max 0.15		

**Material Notes:**  
General 7075 characteristics and uses (from Alcoa): Very high strength material used for highly stressed structural parts. The T7351 temper offers improved stress-corrosion cracking resistance.

**Applications:** Aircraft fittings, gears and shafts, fuse parts, meter shafts and gears, missile parts, regulating valve parts, worm gears, keys, aircraft, aerospace and defense applications; bike frames, all terrain vehicle (ATV) sprockets.

Data points with the AA note have been provided by the Aluminum Association, Inc. and are NOT FOR DESIGN.

Physical Properties		Metric	English	Comments
Density	2.81 g/cc	0.102 lb/in <sup>3</sup>		AA; Typical

**Mechanical Properties**

Hardness, Brinell	150	150	AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	191	191	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell A	53.5	53.5	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell B	87	87	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	175	175	Converted from Brinell Hardness Value
Ultimate Tensile Strength	572 MPa	83000 psi	AA; Typical
Tensile Yield Strength	503 MPa	73000 psi	AA; Typical
Elongation at Break	11 %	11 %	AA; Typical; 1/16 in. (1.6 mm) Thickness
Elongation at Break	11 %	11 %	AA; Typical; 1/2 in. (12.7 mm) Diameter
Modulus of Elasticity	71.7 GPa	10400 ksi	AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus.
Poisson's Ratio	0.33	0.33	
Fatigue Strength	159 MPa	23000 psi	AA; 500,000,000 cycles completely reversed stress; RR Moore machine/specimen
Fracture Toughness	20 MPa-m <sup>1/2</sup>	18.2 ksi-in <sup>1/2</sup>	K(IC) in S-L Direction
Fracture Toughness	25 MPa-m <sup>1/2</sup>	22.8 ksi-in <sup>1/2</sup>	K(IC) in T-L Direction
Fracture Toughness	29 MPa-m <sup>1/2</sup>	26.4 ksi-in <sup>1/2</sup>	K(IC) in L-T Direction
Machinability	70 %	70 %	0-100 Scale of Aluminum Alloys
Shear Modulus	26.9 GPa	3900 ksi	
Shear Strength	331 MPa	48000 psi	AA; Typical

**Electrical Properties**

Electrical Resistivity	5.15e-006 ohm-cm	5.15e-006 ohm-cm	AA; Typical at 68°F
------------------------	------------------	------------------	---------------------

**Thermal Properties**

CTE, linear 68°F	23.6 µm/m-°C	13.1 µin/in-°F	AA; Typical; Average over 68-212°F range.
CTE, linear 250°C	25.2 µm/m-°C	14 µin/in-°F	Average over the range 20-300°C
Specific Heat Capacity	0.96 J/g-°C	0.229 BTU/lb-°F	
Thermal Conductivity	130 W/m-K	900 BTU/in·hr-ft <sup>2</sup> -°F	AA; Typical at 77°F
Melting Point	477 - 635 °C	890 - 1175 °F	AA; Typical range based on typical composition for wrought products 1/4 inch thickness or greater. Homogenization may raise eutectic melting temperature 20-40°F but usually does not eliminate eutectic melting.
Solidus	477 °C	890 °F	AA; Typical
Liquidus	635 °C	1175 °F	AA; Typical

**Processing Properties**

Annealing Temperature	413 °C	775 °F	
-----------------------	--------	--------	--

**Aluminum 7075 T6 properties -2.7**

## Titanium Ti-6Al-4V (Grade 5), STA

Categories: Metal | Nonferrous Metal | Titanium Alloy | Alpha/Beta | Titanium Alloy

Material Notes: Information provided by Alvac and the references. Solution Treated 900-950°C, Aged 540°C. Alpha-Beta Alloy.

Applications: Blades, discs, rings, airframe, fasteners, components, Vessels, cases, hubs, forgings. Biomedical implants.

Incompatibility: Excellent, especially when direct contact with tissue or bone is required. Ti-6Al-4V's poor shear strength makes it undesirable for bone screws or plates. It has poor surface wear properties and tends to seize when in sliding contact with itself and other metals. Surface treatments such as nitriding and oxidizing can improve the surface wear properties.

4 other heat treatments of this alloy are listed in MatWeb.

Key Words: Ti-6-4, UNS R56400, ASTM Grade 5 titanium, Ti6Al4V, Ti64, biomaterials, biomedical implants, biocompatibility.

Vendors: Visit [metalmex](#) for your metals needs. Products include special chemistry, tight tolerances, custom tempers, odd dimensions/forms, and small quantities. Phone 1-800-767-9494.

[Click here](#) to view all available suppliers for this material.

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

[Printer friendly version](#) [Download as PDF](#) [Download to Excel \(requires Excel and Windows\)](#)

[Export data to your CAD/FEA program](#)

Add to FAVORITE  My Folder (0)

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	4.43 g/cm <sup>3</sup>	0.160 lb/in <sup>3</sup>	
<b>Mechanical Properties</b>			
Hardness, Brinell	379	379	
Hardness, Knoop	414	414	Estimated from Rockwell C
Hardness, Rockwell C	41	41	Estimated from Rockwell C
Hardness, Vickers	398	398	Estimated from Rockwell C
Tensile Strength, Ultimate	1170 MPa	170000 psi	
Tensile Strength, Yield	1100 MPa	160000 psi	
Elongation at Break	10 %	10 %	
Creep Strength	210 MPa @Temperature 400 °C, Time >=3400 sec	30500 psi @Temperature 400 °F, Time >=5.6 hour	strain 0.1%
	300 MPa @Temperature 455 °C, Time >=3600 sec	43500 psi @Temperature 651 °F, Time >=6.5 hour	strain 1%
	450 MPa @Temperature 400 °C, Time >=36000 sec	65200 psi @Temperature 400 °F, Time >=10.0 hour	strain 0.1%
	575 MPa @Temperature 400 °C, Time >=360000 sec	83400 psi @Temperature 400 °F, Time >=100 hour	strain 1%
Rupture Strength	450 MPa @Temperature 455 °C, Time >=3600 sec	71100 psi @Temperature 651 °F, Time >=6.5 hour	
Modulus of Elasticity	114 GPa	16300 ksi	Average of tension and compression
Compressive Yield Strength	1070 MPa	155000 psi	
Notched Tensile Strength	1550 MPa	225000 psi	K <sub>t</sub> (stress concentration factor) = 6.7
Ultimate Bearing Strength	2140 MPa	310000 psi	eD = 2
Bearing Yield Strength	1790 MPa	260000 psi	eD = 2
Poisson's Ratio	0.33	0.33	K <sub>t</sub> (stress concentration factor) = 6.7
Fatigue Strength	100 MPa @End of Curve 1, 100000 cycles	23200 psi @End of Curve 1, 100000 cycles	

## Properties of Titanium Ti-6Al-4V



Data sheets for over 180,000 metals, plastics, ceramics, and composites.

Advertise with MatWeb!

REGISTER NOW

HOME • SEARCH • TOOLS • SUPPLIERS • FOLDERS • ABOUT US • FAQ • LOG IN

SEARCH

Searches: Advanced | Category | Property | Metals | Trade Name | Manufacturer | Recently Viewed Materials

Print friendly version [Download as PDF](#) [Download to Excel \(requires Excel and Windows\)](#)

[Export data to your CAD/FEA program](#)

Add to FAVORITE  My Folder (0)

## 316 Stainless Steel, annealed bar

Categories: Metal | Ferrous Metal | Stainless Steel | T-300 Series Stainless Steel

Material Notes: Molybdenum content increases resistance to marine environments. High creep strength at elevated temperatures and good heat resistance. Biocompatible. Fabrication characteristics similar to Types 302 and 304.

Applications: food and pharmaceutical processing equipment, marine exterior trim, surgical implants, and industrial equipment that handles the corrosive process chemicals used to produce inks, rayons, photographic chemicals, paper, textiles, bleaches, and rubber.

Corrosion Resistance: better corrosion resistance than 302 and 304; resists sodium and calcium brines, hydrochloric solutions, phosphoric acid, and the sulfite liquors and sulfurous acids used in the paper pulp industry.

Key Words: UNS S31600, SS316, 316SS, AISI 316, DIN 1.4401, DIN 1.4408, DIN X5CrNiMo17122, TGL 7143X5CrNiMo1811, ISO 2804-1 F62, ISO 2804-2 TS60, ISO 2804-2 TS61, ISO 2804-4 P60, ISO 2804-4 P61, ISO 4954 X5CrNiMo17122E, ISO 683/13 20, ISO 683/13 20a, ISO 6931 X5CrNiMo17122, JIS SUS 316

Vendors: Click here to view all available suppliers for this material.

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

[Printer friendly version](#) [Download as PDF](#) [Download to Excel \(requires Excel and Windows\)](#)

[Export data to your CAD/FEA program](#)

Add to FAVORITE  My Folder (0)

### Physical Properties

	Metric	English	Comments
Density	8.00 g/cm <sup>3</sup>	0.269 lb/in <sup>3</sup>	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	149	149	
Hardness, Knoop	169	169	Converted from Brinell
Hardness, Rockwell B	80	80	
Hardness, Vickers	155	155	Converted from Brinell
Tensile Strength, Ultimate	580 MPa	82800 psi	
Tensile Strength, Yield	240 MPa	34800 psi	
Elongation at Break	60 %	60 %	in 50 mm
Modulus of Elasticity	193 GPa	28000 ksi	
Izod Impact	129 J	95.1 ft-lb	
Charpy Impact	105 J	77.4 ft-lb	V-notch

### Electrical Properties

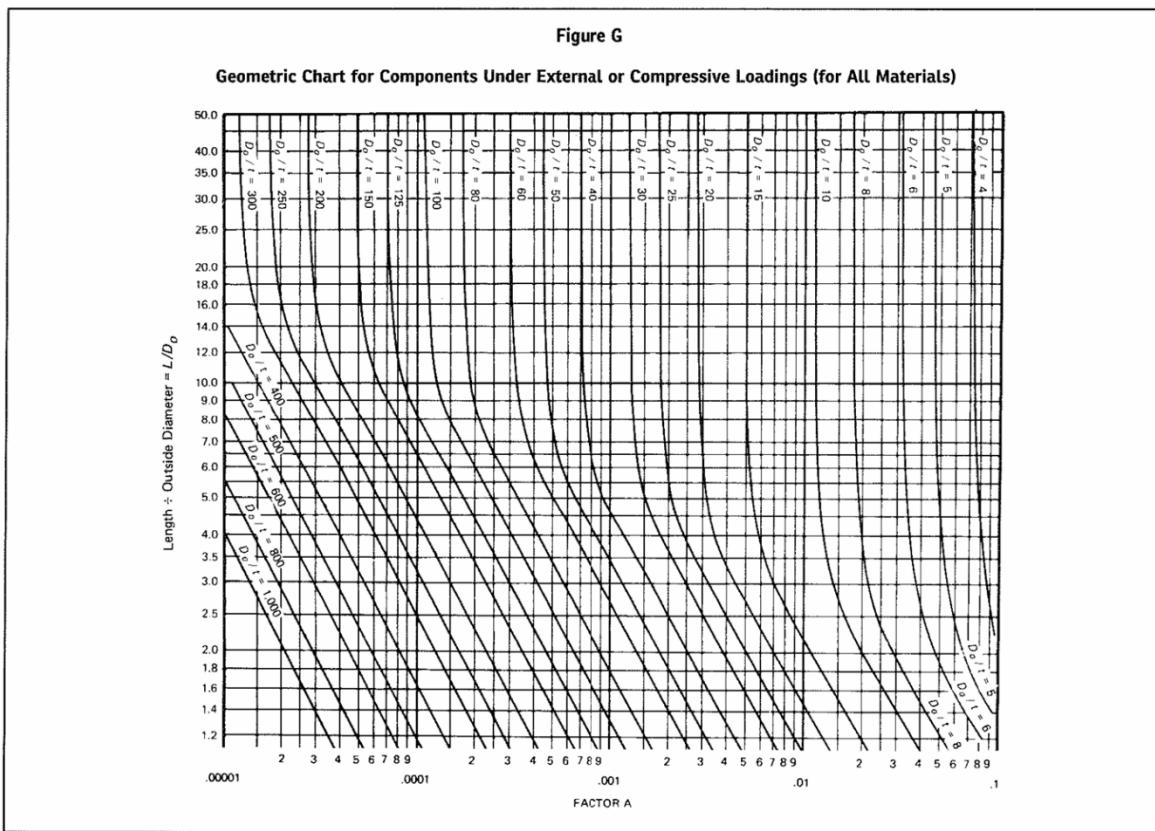
	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000740 ohm-cm	0.0000740 ohm-cm	at 20°C

Magnetic Permeability

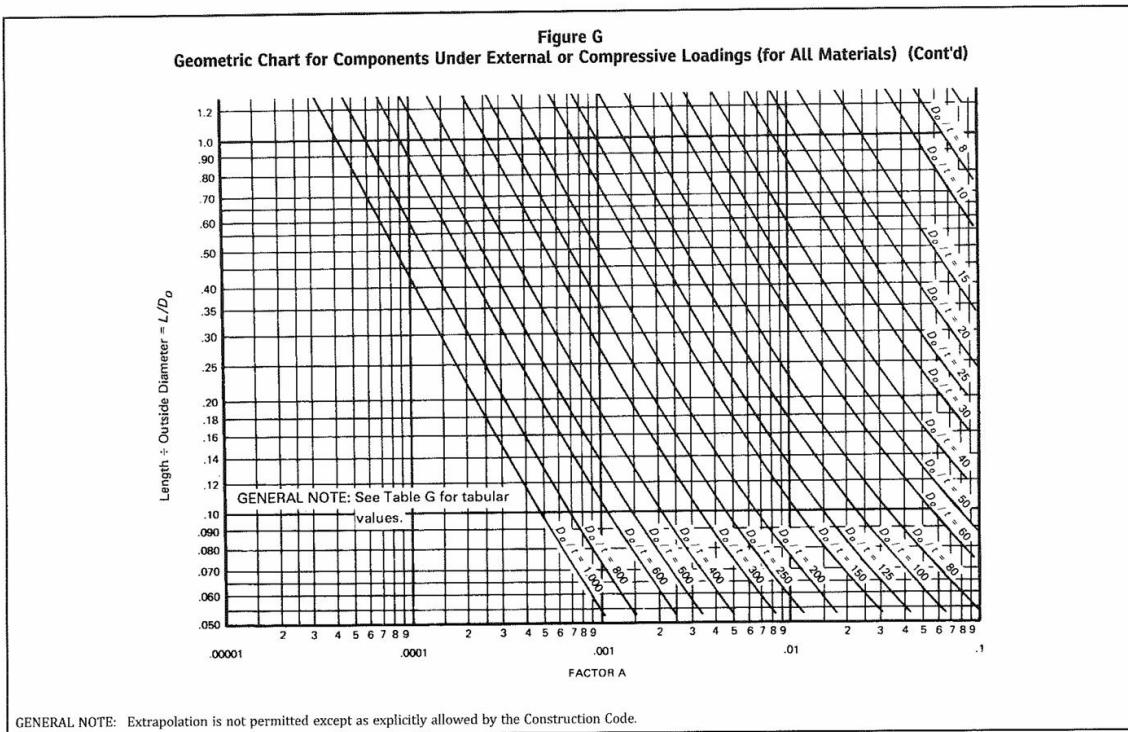
	Metric	English	Comments
	1.008	1.008	at RT

## Properties of Stainless Steel 316

## נספח ו- גרפים למציאת Factor A



**איור ו.1- גרפ למציאת Factor A**

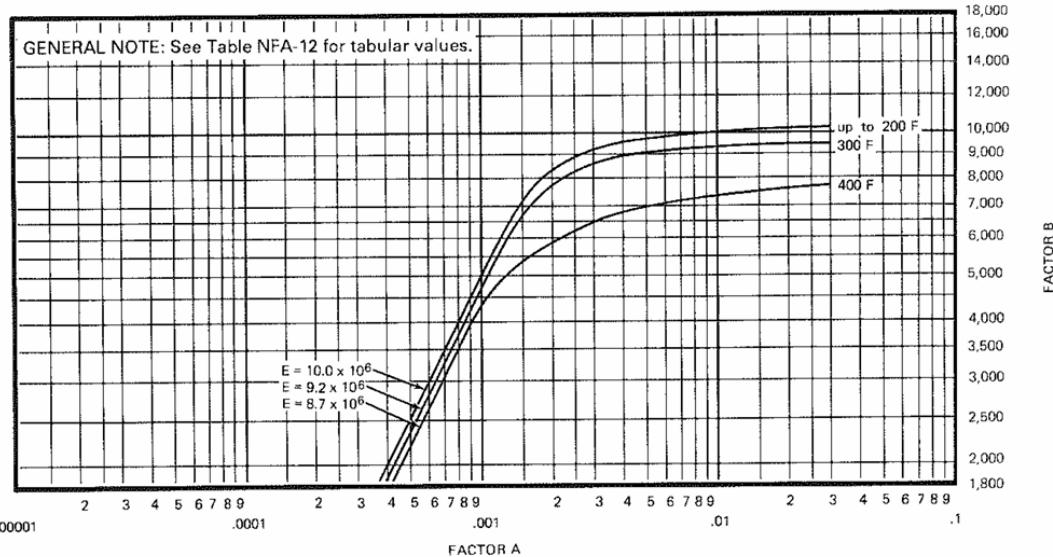


GENERAL NOTE: Extrapolation is not permitted except as explicitly allowed by the Construction Code.

**איור ו.2- גרפ המשך למציאת Factor A**

## נספח ז - גורף למציאת Factor B

**Figure NFA-12**  
**Chart for Determining Shell Thickness of Components Under External Pressure Developed for Welded**  
**Aluminum Alloy 6061-T6**



**איור ז-1. גורף למציאת פקטו B עבור Aluminum Alloy 6061 – T6**

## **נספח ח- תקן ASME**

(ASME - American Society of Mechanical Engineers) האגודה האמריקאית למהנדסים מכניים הוקמה בשנת 1880 מ恐惧 צורך להגדיר סטנדרטים אחידים לתוכנו, ייצור, ותפעול מערכות הנדסיות. הרקע להקמת האגודה נבע מבעיות בטיחות חמורות, בעיקר בתעשייה הדודים, שבחן של טכני הוביל לתאונות קטלניות. מאז, הפכה ASME לאחד הגופים המובילים בעולם בתחום תקנים הנדסיים. בפרויקט זה עוסוק בקוד ASME-BPVC (Boiler and Pressure Vessel Code).

ASME-BPVC הוא סט של קודים תקנים שנכתב לראשונה בשנת 1914 ומתעדכן באופן שוטף. התקן עוסק בתכנון, ייצור, בדיקה ותפעול של מערכות לחץ כגון דודים, מיכלי לחץ, וצנרת תעשייתית. הקוד מגדיר שיטות עבודה מומלצות, דרישות חומרים, ואמצעי בדיקה כדי להבטיח שהמערכות יעדמו בלחצים ובתנאים הקיצוניים הנדרשים. כתיבת הקוד מתבצעת על ידי ועדות טכניות המורכבות ממומחים בתעשייה, אקדמיה, וממשל. הוועדות כוללות מהנדסים, מדענים, ונציגי חברות העוסקות בתחומיים רלוונטיים, מה שמבטיח שהתקנים ישקפו את הצרכים המעשיים והחדשניים העדכניים ביותר. הקוד נמצא בשימוש נרחב על ידי תעשיית רבות, כולל תעשיית הנפט והגז, כימילים, אנרגיה, וمتיקני תשתיות. מדיניות רבות דורשת עמידה בתקן ASME BPVC כחלק מחוקי הבטיחות שלחן, מה שהופך אותו לתקן גלובלי בפועל.

ASME-BPVC נכתב ברמת דיוק גבוהה מאוד, ומשלב חישובים הנדסיים מתקדמים עם מקדמי בטיחות גדולים יחסית. מקדמי הבטיחות (Safety Factors) משמשים להבטיח שהמערכות יפלו בצוරה בטוחה גם במקרה של טעויות חישוב, תנאי פעולה קיצוניים, או עייפות חומרים. מקדמי בטיחות גבוהים מבטיחים רמת אמינות גבוהה, אך הם עשויים להוביל לעיצוב מערכות "שמרניות" יותר, שמשקלן גבוה יותר ועלות הייצור שלחן עולה. לדוגמה, שימוש בעודף חומרים עשוי להפחית את היעילות הכלכלית של המערכת, אך מצד שני מבטיח למערכת התמודדות ועבודה תקינים מבחינה בטיחותית.

## נספח ט - חישובי קריישה מפורטים על פי תקן ASME

חישובי הקריישה שיפורטו הם עבור גליל עשוי מתכת T6 Aluminum 6061. נמצא כי טבעות חיזוק פנימיות מאלצות להגדיל את קוטר הגליל דבר המשפיע ישירות על עמידותו לקריישה. על מנת להתמודד עם תופעה זו נאלץ להשתמש בעובי דופן גדול יותר דבר המגדיל את משקל וגודל המאיץ דבר שאינו רצוי. לפיכך נבחר להשתמש בטבעות חיצונית. יצוין כי תחילת יחשוב עמידות המאיץ ללא טבעות חיזוק ובמהמשך תיבדק עמידותו בהוספת שתי טבעות וגם שלוש.

הגדלים הגיאומטריים של גליל המאיץ נקבעו בהתאם לממדים המנווע ולרכיבים שעליו להכיל כגון כונקטורימי. היות וקוטר המנווע הוא  $D_o = 40 \text{ mm}$  והוחלט כי הקוטר הפנימי של המאיץ יהיה באפיקות מרוחה F7 אשר מספקת התאמנה חופשית קלה יחסית בין המנווע למאיץ. אורך המאיץ נקבע בהתאם לאורך המנווע תוך התחשבות בקונקטור ובCRTS האלקטרוני. להלן הממדים שנקבעו :

$$D_{in} = 40 \text{ [mm]}, l = 180 \text{ [mm]}$$

**טבלה ט.1- תוצאות פרמטרים שהושבו למציאת Factor A עבור גליל ללא טבעות חיזוק**

Factor A	$l/D_o$	$D_o/t$	$t \text{ [mm]}$
0.0080	3.82	13.42	3.5
0.0100	3.75	12	4
0.0125	3.67	10.88	4.5
0.0145	3.6	10	5

כפי שניתן לראות כלל הקונפיגורציות עוננות על התנאי של שלדה דקה דופן בה  $\frac{D_o}{t} \geq 10$ .

מציאת Factor B תיועה באמצעות נספח [12] וחישוב לחץ מקסימלי על ידי משווהה (7). ערכי Factor B שיוצגו להן לאחר המרה מיחדות של Factor B.

**טבלה ט.2- תוצאות עבור Factor B לחץ חיצוני מקסימלי עבור גליל ללא טבעות חיזוק**

$P \text{ [MPa]}$	Factor B $\text{[MPa]}$	$t \text{ [mm]}$
6.78	68.26	3.5
7.69	69.29	4
8.57	69.95	4.5
9.28	69.64	5

התוצאות לטבעות חיזוק מתבטה באורך  $l$  אשר מבטא את אורך הגליל. בගליל מחזוק טבעות ניתנת להתייחס לאורך בין שתי טבעות חיזוק כאל האורך של הגליל. עבור גליל מחזוק שתי טבעות הממדים הגיאומטריים הם :

$$D_{in} = 40 \text{ [mm]}, l = 60 \text{ [mm]}$$

טבלה ט.3- תוצאות פרמטרים שחושבו למציאת Factor A עבור גליל מחזק בשתי טבעות חיזוק

<b>Factor A</b>	<b><math>l/D_o</math></b>	<b><math>D_o/t</math></b>	<b><math>t [mm]</math></b>
0.026	1.27	13.42	3.5
0.035	1.25	12	4
0.037	1.22	10.88	4.5
0.038	1.2	10	5

טבלה ט.4- תוצאות עבור Factor B וליחס חיצוני מקסימלי עבור גליל מחזק בשתי טבעות חיזוק

<b><math>P [MPa]</math></b>	<b>Factor B [MPa]</b>	<b><math>t [mm]</math></b>
7.02	70.67	3.5
7.85	70.67	4
8.66	70.67	4.5
9.42	70.67	5

עבור גליל מחזק שלוש טבעות להלן הממדים הגיאומטריים :

$$D_{in} = 40 \text{ [mm]}, l = 45 \text{ [mm]}$$

טבלה ט.5- תוצאות פרמטרים שחושבו למציאת Factor A עבור גליל מחזק בשלוש טבעות חיזוק

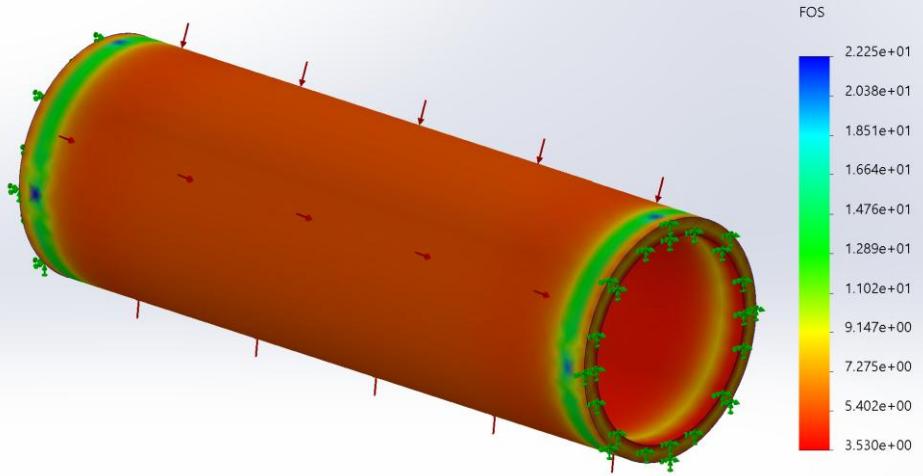
<b>Factor A</b>	<b><math>l/D_o</math></b>	<b><math>D_o/t</math></b>	<b><math>t [mm]</math></b>
0.040	0.95	13.42	3.5
0.045	0.93	12	4
0.048	0.92	10.88	4.5
0.050	0.90	10	5

טבלה ט.6- תוצאות עבור Factor B וליחס חיצוני מקסימלי עבור גליל מחזק שלוש טבעות חיזוק

<b><math>P [MPa]</math></b>	<b>Factor B [MPa]</b>	<b><math>t [mm]</math></b>
7.02	70.67	3.5
7.85	70.67	4
8.66	70.67	4.5
9.42	70.67	5

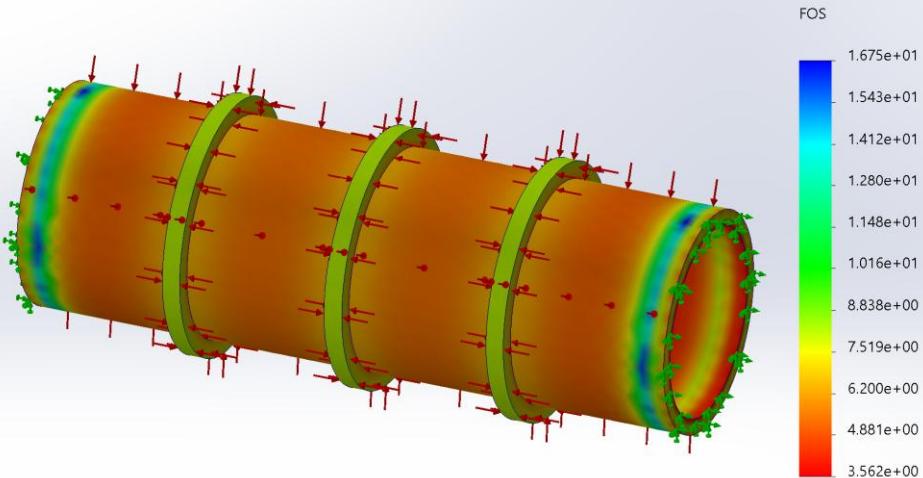
## נספח י - סימולציות SF

Model name: Cylinder 3.5 mm  
Study name: Static 2(-Default-)  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Automatic  
Factor of safety distribution: Min FOS = 3.5



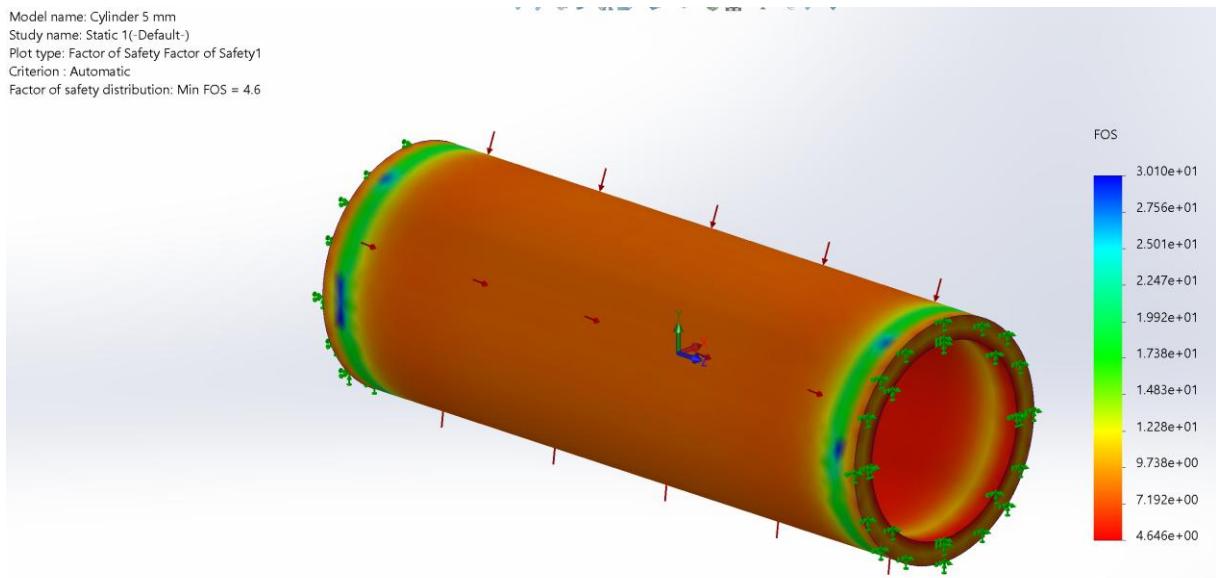
איור י.1- סימולציה Safety Factor עבור גליל פשוט של 3.5 מ"מ

Model name: Cylinder 3.5 mm With Stiffener Rings  
Study name: Static 1(-Default-)  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Automatic  
Factor of safety distribution: Min FOS = 3.6



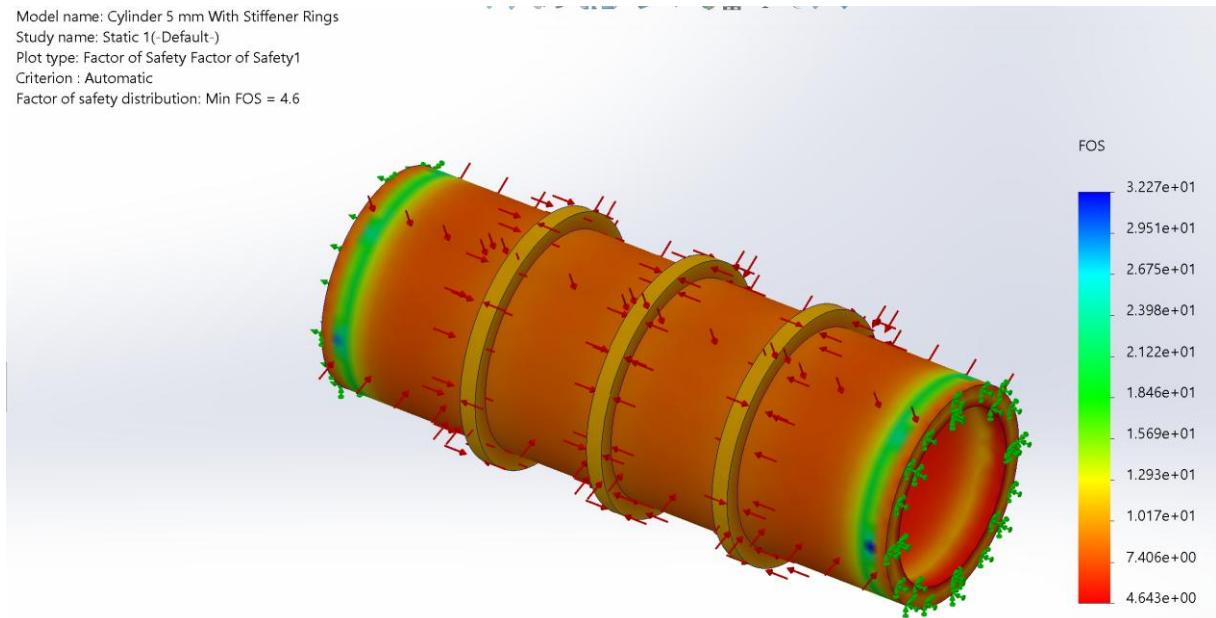
איור י.2- סימולציה Safety Factor עבור גליל מחזק של 3.5 מ"מ

Model name: Cylinder 5 mm  
Study name: Static 1(-Default-)  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Automatic  
Factor of safety distribution: Min FOS = 4.6



איור י.3- סימולציית עבור גליל פשוט של 5 מ"מ Safety Factor

Model name: Cylinder 5 mm With Stiffener Rings  
Study name: Static 1(-Default-)  
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1  
Criterion : Automatic  
Factor of safety distribution: Min FOS = 4.6



איור י.4- סימולציית עבור גליל מחזק של 5 מ"מ Safety Factor

### **נספח יא- בדיקת כזדיותם של מארז השוואת לחצים**

לאחר התוצאות שהתקבלו מהסימולציות וחישובי החזוק של תקן ASME מארז יש לא מחזק בעובי של 5 מ"מ דופן עונה עלדרישות החזוק של המערכת. משקל עבור גליל בגודל זה העשויה-*Al 6061 T6* שווה ל-[g] 300 (הчисוב בוצע בתוכנת SOLIDWORKS). במארז של השוואת לחצים המארז לא נתון לסכנה של קירסה מסווג *Implode* ולכן ניתן להקטין משמעותית את עובי דופן המארז. במקרה קיצוני נקטין את העובי במחצית- 2.5 מ"מ שמשקלתו מגיעה לכ-[g] 142, ונבחן אם שינוי המארז למארז של השוואת לחצים ישפר משמעותית את המשקל הכללי.

כאמור מארז של השוואת לחצים כולל בתוכו שמן מינרלי, וצפיפותו מגיעה לערך של [g/cm<sup>3</sup>] 0.85 [נספח 19]. היהות ואנחנו מוגבלים גיאומטרית באורך של המארז הוחלט על מארז מקסימלי באורך של [mm] 150 וקוטר פנימי של [mm] 42.2 (בגלל גודל המנוע 42RBL85). מארז בגודל זה מגיע לנפח כולל של [mm<sup>3</sup>] 209,800. חיסור נפח המנוע מהනפח הכללי מביא לנפח של השמן המינרלי- [mm<sup>3</sup>] 90,913.

הכפלת הנפח בצפיפות השמן מניב את משקלו במארז :

$$90,913 \cdot 0.85 \cdot \frac{1}{1000} = 77.27[g]$$

משקל המארז הכולל של השוואת הלחצים :

$$77.27 + 142 = 219.27 [g]$$

נראה כי השיטה אמונה מסיימת בהורדת משקל המארז, עם זאת מבחינת עלות תועלת השיטה אינה עדיפה. אמונה נחsec כ-[g] 80 אך התחזוקה והעלות של מארז מסווג זה לא מצדיקים את התועלת שהיא מביאה.

## נספח יב- חישובי חוזק וקריסה עבור מארז- Spherical Shell

חישוב מקדם הציפה של מבנה המוגדר כיחס בין משקל הגוף למשקל המים המוזזים. בכספי לחשב את מקדם הציפה של מארז הבניי מספירות מתלכדות בעלות חיזוק של טבעות פנימיות, משתמש בנוסחה הבאה :

$$B = \frac{3[nW_r + 4\pi R^2 t \rho_s (n \cdot \cos\alpha + 1)]}{4\pi R^3 \rho_w [(n \cdot \cos\alpha)(1 + \frac{1}{2} \sin^2 \alpha) + 1]} \quad (1.ב)$$

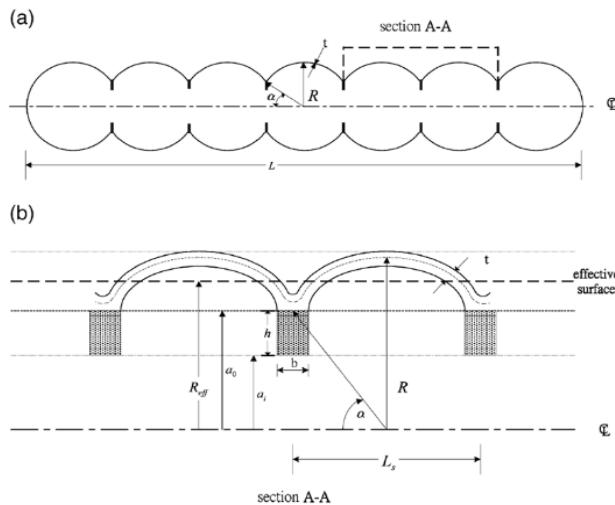
משקל טבעת חיזוק  $W_r$  מחושב על פי :

$$\begin{aligned} W_r &= b(a_0 - a_i) \cdot \left[ R \cdot \sin\alpha - \frac{1}{2}(a_0 - a_i) \right] \cdot 2\pi\rho_r \\ &= \pi b R^2 \sin^2 \alpha (1 - C^2) \rho_r; \\ a_0 &= R \cdot \sin\alpha, \quad C = \frac{a_i}{a_0} \end{aligned} \quad (2.ב)$$

כאשר  $a_i$  הרדיוס הפנימי של טבעת החיזוק,  $a_0$  הרדיוס החיצוני של טבעת החיזוק,  $R$  רדיוס אמצע של הקליפה בגלילית,  $\alpha$  מספר הטבעות חיזוק,  $C$  היחס של הרדיוס הפנימי לרדיוס החיצוני,  $b$  עובי טבעת החיזוק,  $t$  עובי הקליפה,  $\rho_s$  צפיפות הקליפה,  $\rho_r$  הצפיפות של טבעת החיזוק, ו-  $\rho_w = 1025 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$  צפיפות מי הים.

### • מאמצאים במארז

להלן איור הממחיש את הפרמטרים השונים במארז ספירות מתלכדות :



איור יב-1- חתך צד של מארז ספירות מתלכדות [14]

המאמצ המתפתח בקליפה של המארז  $\sigma_{mem}$  והמאמצ המתפתח בטבעת החיזוק ברדיוס הפנימי  $\sigma_r$  מחושבים באמצעות המשוואות הבאות :

$$\sigma_{memb} = \frac{PR}{2t} \quad (4.3)$$

$$\sigma_r = \frac{2PR\cos\alpha}{b(1 - C^2)} \quad (4.4)$$

כאשר  $P$  לחץ הידרואSTATICI.

#### • קרייסת אוניות

על פי Kloppel and Jungbluth הניסוח האMPIRI של הקרייסת הידרואSTATICI בклיפה הצדונית של המאוז מבוטא במשוואה הבאה :

$$P_{crL} = \left[ 1 - 0.175 \left( \frac{70^\circ - \alpha}{20^\circ} \right) \right] \cdot \left[ 1 - 0.07 \left( \frac{R}{400t} \right) \right] \cdot \left( 0.3 \cdot \frac{E_s t^2}{R^2} \right) \quad (5.5)$$

כאשר  $\alpha$  ו-  $R$  מבוטאים באIOR (10.7),  $t$  עובי הקליפה,  $P_{crL}$  לחץ הנדרש לייצור האונה הראשונה.

#### • חוסר יציבות כלל

חוסר יציבות של מעטפת ספירות מבוסס על החישובים לחוסר יציבות של מעטפת צילינדר מוחזק. המשוואה הכללית לחץ הكريיטי לкриיסת של תא לחץ בעל ספירות מתלכדות הינו :

$$P_{cr} = \frac{E_s t}{R_{eff}} \cdot \left[ \frac{m^4}{\left( n_m^2 + \left( \frac{m^2}{2} \right) - 1 \right) \cdot (n_m^2 + m^2)^2} \right] + \frac{(n_m^2 - 1) \cdot E_s I}{R_{eff}^3 L_s} \quad (6.6)$$

ידוע כי :

$$R_{eff} = \frac{R}{2(1 + \sin\alpha)} \quad (7.7)$$

$$L_s = 2R\cos\alpha \quad (7.8)$$

$$m = \frac{\pi R_{eff}}{L_s} \quad (7.9)$$

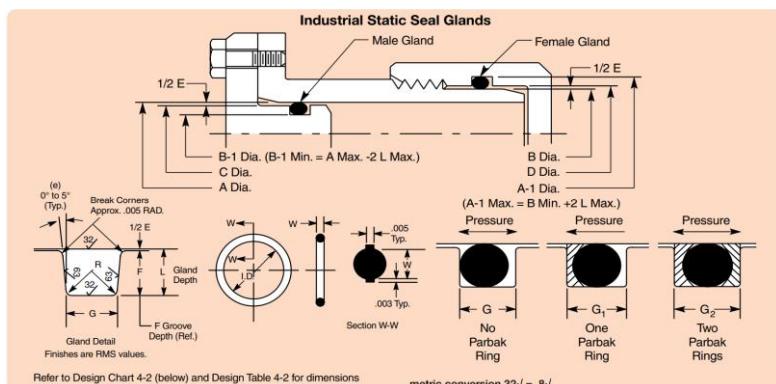
$$I = \left( \frac{hb \left( \frac{h}{2} + \frac{t}{2} \right)^2}{1} + \left( \frac{h}{L_s} \right) \cdot \left( \frac{b}{t} \right) \right) + \frac{bh^3}{12} + \frac{L_s t^3}{12} \quad (10.10)$$

כאשר  $I$  מומנט האינרציה של המסגרת, ו-  $m$  צורת מצב הكريיסת ומוגדרת כפונקציית גוף. והוא מתרגם את התצורה שבה מופיעה הكريיסת במבנה, קלומר מספר האזוריים שבהם מופיע עיוות [14].

## נספח יג O-ring

אוריינג (O-ring) הוא אטם טבעי עשוי גומי, המשמש לאטימה בין שני חלקים מכניים. האוריינג מותקן בשקע ייעודי (Gland), וכתוצאה מההרכבה הוא עובר ביווץ או מתייחה, מה שגורם לו למלא את נפח החריצ' וליצור אטימה. תכונן נכון של החריצ' חיוני להצלחת האטימה, ויש לנקוט בחשבון את רוחב החריצ', עומקו, רדיוסים, ביוז, חספוס פני השטח ועמידות בלחצים. חספוס פני השטח לא אמור לעלות על 32 RMS עבור אוריינגים סטטיים. חספוס גבוה מדי עלול למנוע מהאוריינג למלא את שטח החריצ' בצורה מלאה, דבר שיכול להוביל לדליפה. להלן תמונות מקטלוג של PARKER O-Ring Handbook ORD 5700 (PARKER O-Ring Handbook ORD 5700)

.(206 ,89-91



איור יג-1. תיאור הפרמטרים למידת מגעת האוריינג

Industrial O-Ring Static Seal Glands									
O-Ring 2-Size AS568B-	Nominal	W Cross-Section Actual	L Gland Depth	Squeeze Actual	E(a) Diametral Clearance	G - Groove Width			Max. Eccentricity (b)
						No Parbak Ring (G.)	One Parbak Ring (G.)	Two Parbak Ring (G.)	
004 through 050	1/16	.070 ±.003 (1.78 mm)	.050 to .052	.015 to .023	.22 to 32	.002 to .005	.093 to .098	.138 to .143	.205 to .210 .015
102 through 178	3/32	.103 ±.003 (2.62 mm)	.081 to .083	.017 to .025	.17 to 24	.002 to .005	.140 to .145	.171 to .176	.238 to .243 .015
201 through 284	1/8	.139 ±.004 (3.53 mm)	.111 to .113	.022 to .032	.16 to 23	.003 to .006	.187 to .192	.208 to .213	.275 to .280 .025
309 through 395	3/16	.210 ±.005 (5.33 mm)	.170 to .173	.032 to .045	.15 to 21	.003 to .006	.281 to .286	.311 to .316	.410 to .415 .020 .035
425 through 475	1/4	.275 ±.006 (6.99 mm)	.226 to .229	.040 to .055	.15 to 20	.004 to .007	.375 to .380	.408 to .413	.538 to .543 .020 .035

איור יג-2. ממדיהם המוגדרים בדges המילימטריים הרלוונטיים

COMPOUND COMPATIBILITY RATING		Recommended	Nitrile NBR	Hydrogenated Nitrile HNBR	Ethylene Propylene EPDM	Fluorocarbon FKM	Hifluor FKM	Perfluoroplastomer FFKM	Aflas (TFE/Propylene) FEPFM	Neoprene/Chloroprene CR	Styrene-Butadiene SBR	Polyacrylate ACM	Polyurethane AU, EU	Butyl IIR	Butadiene BR	Isoprene IR	Natural Rubber NR	Hypalon CSM	Fluorosilicone FVMQ	Silicone MQ, VMQ, PV/MQ
-S -			3	3	1	3	1	1	X	1	1	4	4	1	1	1	1	1	1	2
Saccharin Solution		E0540-80																		
Sal Ammoniac		E0540-80	1	1	1	1	1	1	X	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2
Salicylic Acid		E0540-80	2	2	1	1	1	1	X	2	X	X	1	2	1	1	1	1	1	X
Santo Safe 300		V1164-75	4	4	3	1	1	1	X	4	4	4	X	3	4	4	4	X	1	1
Sea (Salt) Water		N0674-70	1	1	1	1	1	1	X	2	1	4	2	1	1	1	1	1	1	1

איור יג-3. בחירות חומרים לאוינרינג

**Gland Dimensions for Industrial O-Ring Static Seals, 103.5 Bar (1500 psi) Max.<sup>†</sup>**

O-Ring Size Parker No. 2-	Dimensions	A	A-1	B	B-1	C	D	G <sup>†</sup>						
		Bore Dia. (Male Gland)	Groove Dia. (Female Gland)	Tube OD (Female Gland)	Groove Dia. (Male Gland)	Plug Dia. (Male Gland)	Throat Dia. (Female Gland)	Groove Width						
ID	±	W	Mean OD (Ref)	.+002 -.000	-.000	+	.+000 -.002	.+000	-	.+000 .001	.+001 -.000	.+005 -.000		
2-001	.029	.004	.040	.109	.105	.101	.040	.044	.044	* .103	.042	.055		
002	.042	.004	.050	.142	.138	.132	.053	.059	.002	* .136	.055	.070		
003	.056	.004	.060	.176	.172	.162	.067	.077	.077	* .170	.069	.083		
004	.070	.005		.210	.206	.181	.081	.106	.106	* .204	.083			
005	.101	.005		.241	.237	.212	.112	.137	.137	* .235	.114			
006	.114	.005		.254	.250	.225	.125	.150	.150	* .248	.127			
007	.145	.005		.285	.281	.256	.156	.181	.181	* .279	.158			
008	.176	.005		.316	.312	.287	.187	.212	.212	* .310	.189			
009	.208	.005		.348	.343	.318	.218	.243	.243	* .341	.220			
010	.239	.005		.379	.375	.350	.250	.275	.275	* .373	.252			
011	.301	.005		.441	.437	.412	.312	.337	.337	* .435	.314			
012	.364	.005		.504	.500	.475	.375	.400	.400	* .498	.377			
013	.426	.005		.566	.562	.537	.437	.462	.462	.560	.439			
014	.489	.005		.629	.625	.600	.500	.525	.525	.623	.502			
015	.551	.007		.691	.687	.662	.562	.587	.587	.685	.564			
016	.614	.009		.754	.750	.725	.625	.650	.650	.748	.627			
017	.676	.009		.816	.812	.787	.687	.712	.712	.810	.689			
018	.739	.009		.879	.875	.850	.750	.775	.775	.873	.752			
019	.801	.009		.941	.937	.912	.812	.837	.837	.935	.814			
020	.864	.009		1.004	1.000	.975	.875	.900	.900	.998	.877			
021	.926	.009		1.066	1.062	1.037	.937	.962	.962	1.060	.939	.093		
022	.989	.010	.070	1.129	1.125	1.100	.002	1.000	1.025	.002	1.123	1.002		
023	1.051	.010	.±.003	1.191	1.187	1.162		1.062	1.087		1.185	1.064		
024	1.114	.010		1.254	1.250	1.225		1.125	1.150		1.248	1.127		
025	1.176	.011		1.316	1.312	1.287		1.187	1.212		1.310	1.189		
026	1.239	.011		1.379	1.375	1.350		1.250	1.275		1.373	1.252		
027	1.301	.011		1.441	1.437	1.412		1.312	1.337		1.435	1.314		
028	1.364	.013		1.504	1.500	1.475		1.375	1.400		1.498	1.377		
029	1.489	.013			1.629	1.625	1.600		1.500	1.525		1.623	1.502	
030	1.614	.013			1.754	1.750	1.725		1.625	1.650		1.748	1.627	

**Gland Dimensions for Industrial O-Ring Static Seals, 103.5 Bar (1500 psi) Max.<sup>†</sup> (Continued)**

O-Ring Size Parker No. 2-	Dimensions	A	A-1	B	B-1	C	D	G <sup>†</sup>					
		Bore Dia. (Male Gland)	Groove Dia. (Female Gland)	Tube OD (Female Gland)	Groove Dia. (Male Gland)	Plug Dia. (Male Gland)	Throat Dia. (Female Gland)	Groove Width					
ID	±	W	Mean OD (Ref)	.+002 -.000	-.000	+	.+000 -.002	.+000	-	.+000 .001	.+001 -.000	.+005 -.000	
044	3.739	.027		3.879	3.875	3.850		3.750	3.775		3.873	3.752	
045	3.989	.027	.070	4.129	4.125	4.100	.002	4.000	4.025	.002	4.123	4.002	.093
046	4.239	.030	.±.003	4.379	4.375	4.350		4.250	4.275		4.373	4.252	
047	4.489	.030		4.629	4.625	4.600		4.500	4.525		4.623	4.502	
048	4.739	.030		4.879	4.875	4.850		4.750	4.775		4.873	4.752	
049	4.989	.037		5.129	5.125	5.100		5.000	5.025		5.123	5.002	
050	5.239	.037		5.379	5.375	5.350		5.250	5.275		5.373	5.252	
102	.049	.005		.255	.247	.224		.062	.085		* .245	.064	
103	.081	.005		.287	.278	.256		.094	.116		* .276	.095	
104	.112	.005		.318	.310	.287		.125	.148		* .308	.127	
105	.143	.005		.349	.342	.318		.156	.180		* .340	.158	
106	.174	.005		.380	.374	.349		.187	.212		* .372	.189	
107	.206	.005		.412	.405	.381		.219	.243		* .403	.221	
108	.237	.005		.443	.437	.412		.250	.275		* .435	.252	
109	.299	.005		.505	.500	.474		.312	.338		* .498	.314	
110	.362	.005		.568	.562	.537		.375	.400		* .560	.377	
111	.424	.005		.630	.625	.599		.437	.463		* .623	.439	
112	.487	.005		.693	.687	.662		.500	.525		* .685	.502	
113	.549	.007		.755	.750	.724		.562	.588		* .748	.564	
114	.612	.009		.818	.812	.787		.625	.650		* .810	.627	
115	.674	.009		.880	.875	.849		.687	.713		* .873	.689	
116	.737	.009		.943	.937	.912		.750	.775		* .935	.752	
117	.799	.010		1.005	1.000	.974		.812	.838		* .998	.814	
118	.862	.010		1.068	1.062	1.037		.875	.900		1.060	.877	
119	.924	.010	.103	1.130	1.125	1.099	.002	.937	.963	.002	1.123	.939	.140
120	.987	.010	.±.003	1.193	1.187	1.162		1.000	1.025		1.185	1.002	
121	1.049	.010		1.255	1.250	1.224		1.062	1.088		1.248	1.064	
122	1.112	.010		1.318	1.312	1.287		1.125	1.150		1.310	1.127	
123	1.174	.012		1.380	1.375	1.349		1.187	1.213		1.373	1.189	
124	1.237	.012		1.443	1.437	1.412		1.250	1.275		1.435	1.252	
125	1.299	.012		1.505	1.500	1.474		1.312	1.338		1.498	1.314	
126	1.362	.012		1.568	1.562	1.537		1.375	1.400		1.560	1.377	
127	1.424	.012		1.630	1.625	1.599		1.437	1.463		1.623	1.439	
128	1.487	.012		1.693	1.687	1.662		1.500	1.525		1.685	1.502	
129	1.549	.015		1.755	1.750	1.724		1.582	1.588		1.748	1.564	
130	1.612	.015		1.818	1.812	1.787		1.625	1.650		1.810	1.627	

**איור יג-4 - בחירת אוריינגים**

## נספח יד-1 לكونקטורים הימיים Data Sheet

# SubConn® Micro Circular Double O-ring

## 2, 3, 4, 5, 6 and 8 contacts and G2 2, 3 and 4 contacts

### Connector specifications

Voltage rating	300 V DC/AC rms
2, 3 and 4 contacts current rating	10 A per contact (max 20 A per connector)
5, 6 and 8 contacts current rating	5 A per contact (max 20 A per connector)
G2 2, 3 and 4 contacts connector current rating	5 A per contact (max 20 A per connector)
Insulation resistance	> 200 Mohm
Contact resistance	< 0.01 ohm
Wet matings	> 500 (open face rated)
Temperature rating (water)	- 4 to 60°C, 25 to 140°F
Temperature rating (air)	- 40 to 60°C, - 40 to 140°F
Storage temperature rating	- 40 to 60°C, - 40 to 140°F
Qualified pressure tested	800 bar, 11,600 psi
Depth rating PEEK	300 bar, 4,350 psi

### Material specifications

Connector body	Chloroprene rubber
Bulkhead body with 20 mm hex flats	Brass, titanium or anodised aluminium
Bulkhead body with 22 mm hex flats	Anodised aluminium or stainless steel
Bulkhead RA body	Aluminium or titanium
2, 3 and 4 contacts	Gold plated brass UNS - C36000
5, 6, 8 contacts and G2 2, 3 and 4 contacts	Female sockets in gold plated brass UNS C36000
Location pin	Male pins in gold plated beryllium copper
O-rings	Stainless steel AISI 303
Locking sleeves	Nitrile
Snap rings	ABS or stainless steel
2, 3 and 4 contact bulkhead leads (1 ft, 30 cm)	Stainless steel AISI 302
5, 6 and 8 contact bulkhead leads (1 ft, 30 cm)	20 AWG, 0.52 mm <sup>2</sup> coloured PTFE
G2 2, 3 and contact 4 bulkhead leads (1 ft, 30 cm)	22 AWG, 0.33 mm <sup>2</sup> coloured PTFE
	20 AWG, 0.52 mm <sup>2</sup> coloured PTFE

## אייר יד-1 לكونקטורים הימיים Data Sheet

# נספח טו - עבור ה- Rotary Shaft Seal Data Sheet



ROTARY SEALS · Turcon® Roto VL Seal® F

## OPERATING CONDITIONS

Seal performance is influenced by factors such as lubrication capability of the sealed media and heat dissipation in the hardware. Therefore testing should always be carried out. With good lubrication, the following values can be used:

<b>Movement:</b>	Rotary and oscillating
<b>Pressure:</b>	Up to 30 MPa (40 MPa short term or static) (depending on seal material)
<b>Speed:</b>	Up to 2 m/s and/or 1,000 rpm according to seal material
<b>Temperature:</b>	Turcon® materials: -40 to +120 °C * (+200 °C static) according to O-Ring material
Zurcon® Z54:	-40 to +80 °C * (+100 °C short term or static) according to O-Ring material
Zurcon® Z80:	-40 to +60 °C * (+80 °C short term or static) according to O-Ring material
<b>Media:</b>	Mineral oil-based hydraulic fluids, flame-retardant hydraulic fluids, environmentally friendly hydraulic fluids (bio-oils), water and others, depending on seal and elastomer material.
<b>Availability:</b>	Shaft diameters from 6 to 2,600 mm (2,200 for Zurcon® Z54)
Bore diameters from 14 to 2,700 mm (2,300 for Zurcon® Z54)	
<b>Caution with:</b>	Operating at temperatures above +80 °C, use O-Rings in HNBR or FKM
	Rotary service on shafts and bores with poor heat dissipation
	Shaft and bores with hardness below 50 HRC
	Constant rotation for Zurcon® materials

## ■ Installation Recommendation for Shaft

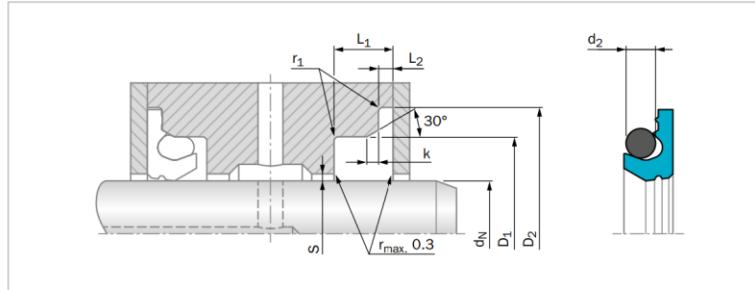


Figure 158: Installation Drawing

Table 109: Installation Dimensions – Standard Recommendations

Series Number	Shaft Diameter		Groove Diameter		Groove Width		Lead-in Chamfer	Radius	Radial Clearance S <sub>max</sub> *			O-Ring Cross-Section Ø
	d <sub>N</sub> f8/h9	Recommended Range	D <sub>1</sub> H9	D <sub>2</sub> H10	L <sub>1</sub> min	L <sub>2</sub>			r <sub>1</sub>	10 MPa	20 MPa	30 MPa
TE310	10 - 19.9	6 - 100.0	d <sub>N</sub> + 5.0	d <sub>N</sub> + 9.0	3.6	0.85 +0/-0.10	0.8	0.3	0.20	0.15	-	1.78
TE320	20 - 39.9	10 - 200.0	d <sub>N</sub> + 7.0	d <sub>N</sub> + 12.5	4.8	1.35 +0/-0.15	1.1	0.4	0.25	0.20	0.15	2.62
TE330	40 - 119.9	20 - 400.0	d <sub>N</sub> + 10.5	d <sub>N</sub> + 17.5	7.1	1.80 +0/-0.20	1.4	0.5	0.30	0.25	0.20	3.53
TE340	120 - 399.9	35 - 650.0	d <sub>N</sub> + 14.0	d <sub>N</sub> + 22.0	9.5	2.80 +0/-0.20	1.6	0.5	0.35	0.30	0.25	5.33
TE350	400 - 649.9	125 - 999.9	d <sub>N</sub> + 18.0	d <sub>N</sub> + 28.0	12.2	3.50 +0/-0.20	2.0	0.8	0.40	0.35	0.30	7.00
TE360	650 - 999.9	400 - 999.9	d <sub>N</sub> + 22.0	d <sub>N</sub> + 34.0	15.0	4.30 +0/-0.20	2.5	1.0	0.45	0.40	0.35	8.40
TE36X	1,000 - 2,600	-	d <sub>N</sub> + 22.0	d <sub>N</sub> + 34.0	15.0	4.30 +0/-0.20	2.5	1.0	0.45	0.40	0.35	8.40

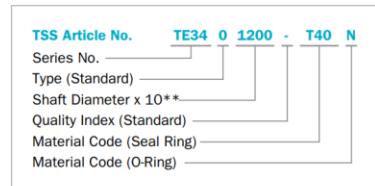
\* At pressures > 30 MPa: Use diameter tolerance H8/f8 (bore/shaft) in area of seal.

## ORDERING EXAMPLE

Turcon® Roto VL Seal® F, complete with O-Ring, standard application:

<b>Series:</b>	TE340 (from Table 109)
<b>Shaft diameter:</b>	d <sub>N</sub> = 120 mm
<b>TSS Part No.:</b>	TE3401200 (from Table 110)

Select the material from Table 108. The corresponding code numbers are appended to the TSS Part No. Together they form the TSS Article No. The TSS Article No. for all intermediate sizes not shown in Table 110 can be determined following the example opposite.



\*\* For diameters d<sub>N</sub> ≥ 1,000.0 mm multiply only by factor 1.  
Example: TE36X for diameter d<sub>N</sub> = 1,200.0 mm  
TSS Article No.: TE36X1200-T40N

## Rotary Shaft Seal DataSheet - איזור טו

## נספח טז - קוד ליצירת פרוไฟיל קונוס פלייטה

```
function save_duct_19A_to_csv(D, filename)

%     Absolute length of the duct
L = D/2 ;

%     Normalized coordinates from the table
x_L ,0.150 ,0.100 ,0.075 ,0.050 ,0.025 ,0.0125 ,0] =
,0.95 ,0.90 ,0.80 ,0.70 ,0.60 ,0.50 ,0.40 ,0.30 ,0.25 ,0.200
;[1.00

yi_L ,0.0634 ,0.0800 ,0.1087 ,0.1280 ,0.1466 ,0.1825] =
,0.0082 ,0.0029 ,0 ,0 ,0 ,0 ,0.0048 ,0.0110 ,0.0217 ,0.0387
;[0.0236 ,0.0145

yu_L = [NaN, 0.2072, 0.2107, 0.2080, 0.203989, 0.199978,
0.191956, 0.183933, 0.175911, 0.167889, 0.151844, 0.1358,
0.119756, 0.103711, 0.087667, 0.071622, 0.0636,NaN] ;

%     Ensure all vectors have the same length
if length(x_L) ~= length(yi_L) || length(x_L) ~=
length(yu_L)
    error('Vectors x_L, yi_L, and yu_L must have the same
length!');
end

%     Compute radii
R_prop = D / 2; % Propeller radius
clearance = 0.02 * D; % Clearance between propeller and
duct (assumed to be 2% of diameter)

%     Calculate absolute coordinates
x = x_L * L ;
yi = (yi_L * D) + R_prop + clearance;
yu = (yu_L * D) + R_prop; % Upper part of the duct
```

```
% Create a table of the coordinates
duct_data = table(x', yi', yu', 'VariableNames', {'x',
'yi', 'yu'});
% Save the file as CSV
writetable(duct_data, filename);
disp(['Data saved to ', filename]);
end
```

## **נספח יז- צפיפות של שמו מינרלי**

ChemWhat

## נספח ייח- אטם דינמי HP20



ROTARY SEALS · Stefa® Radial Oil Seal

### ■ Types HP20, SPS-HP20 and HP20S: High Pressure Stefa® Radial Oil Seal

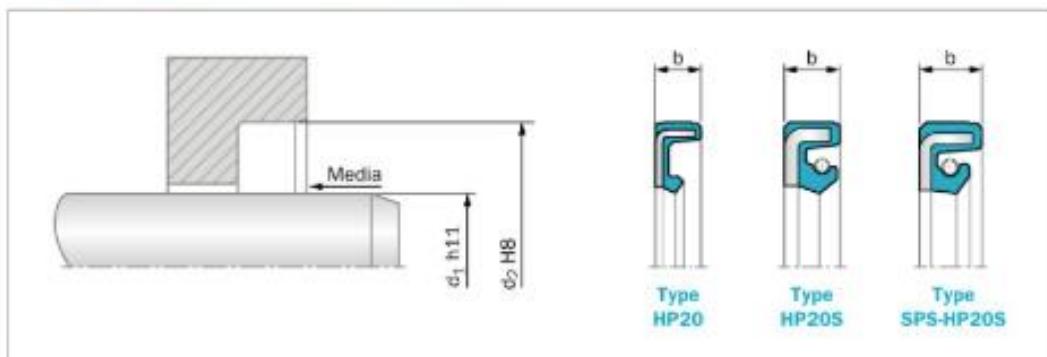


Figure 24: Installation Drawing

#### GENERAL DESCRIPTION

High Pressure Stefa® Radial Oil Seals are a family of products to optimize rotary sealing performance and extend service life at high pressures.

HP20 is a patented, state-of-the-art Stefa® Radial Oil Seal that provides the optimal solution for hydraulic devices with rotating shafts at working pressures up to 20 MPa.

Two additional design variations, SPS-HP20 and HP20S, have been developed from the HP20 design to meet specific working requirements.

#### FEATURES AND BENEFITS

- Effective rotary sealing at pressures up to 20 MPa depending on design variant
- Improved service life by enhancing heat dissipation through metal-to-metal contact
- Specialized designs to meet specific application requirements, such as pressure, speed and side-loading
- Proprietary material options to withstand high pressure hydraulic oils

#### APPLICATION EXAMPLES

- Hydraulic drive motors
- Material handling
- Forestry and agricultural machinery
- Construction and mining machinery
- Presses and winches

#### OPERATING CONDITIONS

<b>Pressure:</b>	Up to 20 MPa (depending on design)
<b>Temperature:</b>	-40 °C to +100 °C (depending on material)
<b>Speed:</b>	Up to 5 m/s (depending on design)
<b>Media:</b>	Mineral and synthetic lubricants (CLP, HLP, APGL, etc.)

#### IMPORTANT NOTE

The above data are maximum values and cannot be used at the same time, e.g. the maximum operating speed depends on material type, pressure and temperature.

## **נספח יט - תהודה ותדר טבעי**

תהודה מכנית היא הנטיה של מבנה או מערכת מכנית להגב ב תנודות בעוצמה מוגברת כאשר תנידות הכוח המאלץ (הרטט החיצוני) משתווה לתדר הטבעי (תדר עצמי) של המערכת. בתנאים אלו, אפילו כוח עירור קטן יכול לגרום לתנודות גדולות, משום שהאנרגיה הנכנסת למערכת מצטברת בסכורהן עם תנודותיה. באופן תיאורטי, ללא בלימה (חיכוך או שיכוך), אמפלייטודת התנודות בתהודה עלולה לג.cxל עד אין סוף עבור כוח עירור סופי. בפועל, בשל אובדן אנרגיה הנבע לרובה מחיכוך ובלימת חומר, האמפלייטודה תתייצב בערך גבוהה מאוד – מה שעולול לגרום לנזק וכשל מבני (לדוגמeh קרייסט גשר טקומה). לכל מערכת מכנית יש תדרים עצמאיים האופייניים לה, בהתאם לפרמטרי הקשיות והמסה שלה. במערכת בעל דרגת חופש בודדת, כמו כן ומסה, התדר הטבעי ניתן לחישוב באמצעות הנוסחה:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.1)$$

כאשר  $k$  מקדם הקשיות ו-  $m$  המסה. במבנים מורכבים יותר קיימים בדרך כלל מספר אופני תנודות עצמאיים אשר לכל אחד תדר תהודה משלהו, כך שהמערכת תכנס למצב של ריזוננס בכל אחד מהתדרים האלה. שימושות הדבר היא שבתכנון יש לוודא שתדרי התהודה של רכיבי המערכת אינם מתלכדים עם תדרי הרטט הצפויים במהלך העבודה.

כאשר המערכת חשופה ליברציות חזקות או ממושכות, רכיבי חיבור כמו ברגים עלולים בהדרגה להשתחרר וממשקים מהודקים עלולים לאבד מידת ההידוק שלהם. ברגים ואומים שתפקידם לבדוק משתמשים בחיכוך שבין פni התבריגים ובין ראש הבורג למשטה המהודק כדי לשמר על עומס הקדק ולהישאר מהודקים. עומס קדם (preload stress) הוא העומס שמופעל על רכיב במהלך תחילת ההידוק, עוד לפני שהרכיב נתון לעומסים חיצוניים או פעולתו הרגילה. למעשה מעשה, עומס קדם הוא כוח ההידוק שמאפשר על בורג או רכיב אחר כדי למנוע את הת蘗פותו בעת חשיפה לעומסי עבודה, וזהו הכוח הראשוני שמאפשר את החיבור הייציב בין רכיבים.

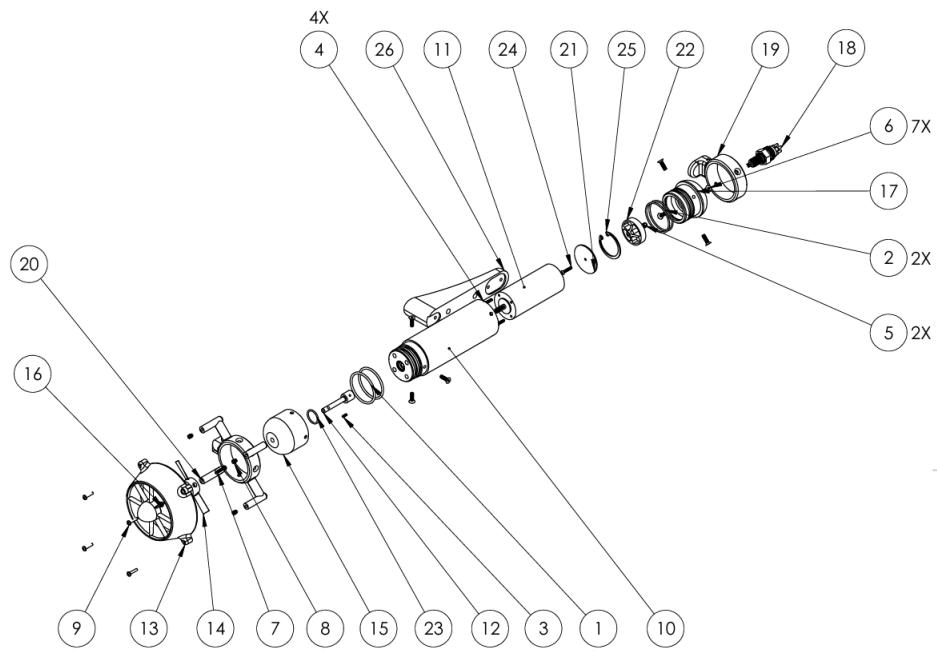
מערכת הנמצאת במצב של תהודה עלולה לגרום למשטחים המוחברים להחליק זה על זה וכך יכול להתרחש אי-בודד רגעי של חיכוך. מצב זה קורה כאשר הכוח הרוחבי הפועל על המשטחים גבוה מהכוח הנגדי הנבע מחיכוך סטטי, מה שיוביל להחלקה במחברי הבורג והתרופפות. כדי למנוע הת蘗פות ספונטנית של ברגים בזמן עבודה עם ויברציות, יש לצמצם או לבטל את ההחלקה היחסית בין החלקים המוחברים. ניתן לצמצם את הסיכון על ידי אחד או שילוב של השלבים הללו:

- הגדלת הכוח הצרי המהדק, ככלmor העלאת עומס הקדם על ידי ההידוק חזק יותר.
- הגברת מקדם החיכוך במשק המוחבר (למשל באמצעות דבקים, דיסקיות נגעלות וכו').
- הפחנת גודל הרטט או העומס המחזורי הפועל על המפרק.

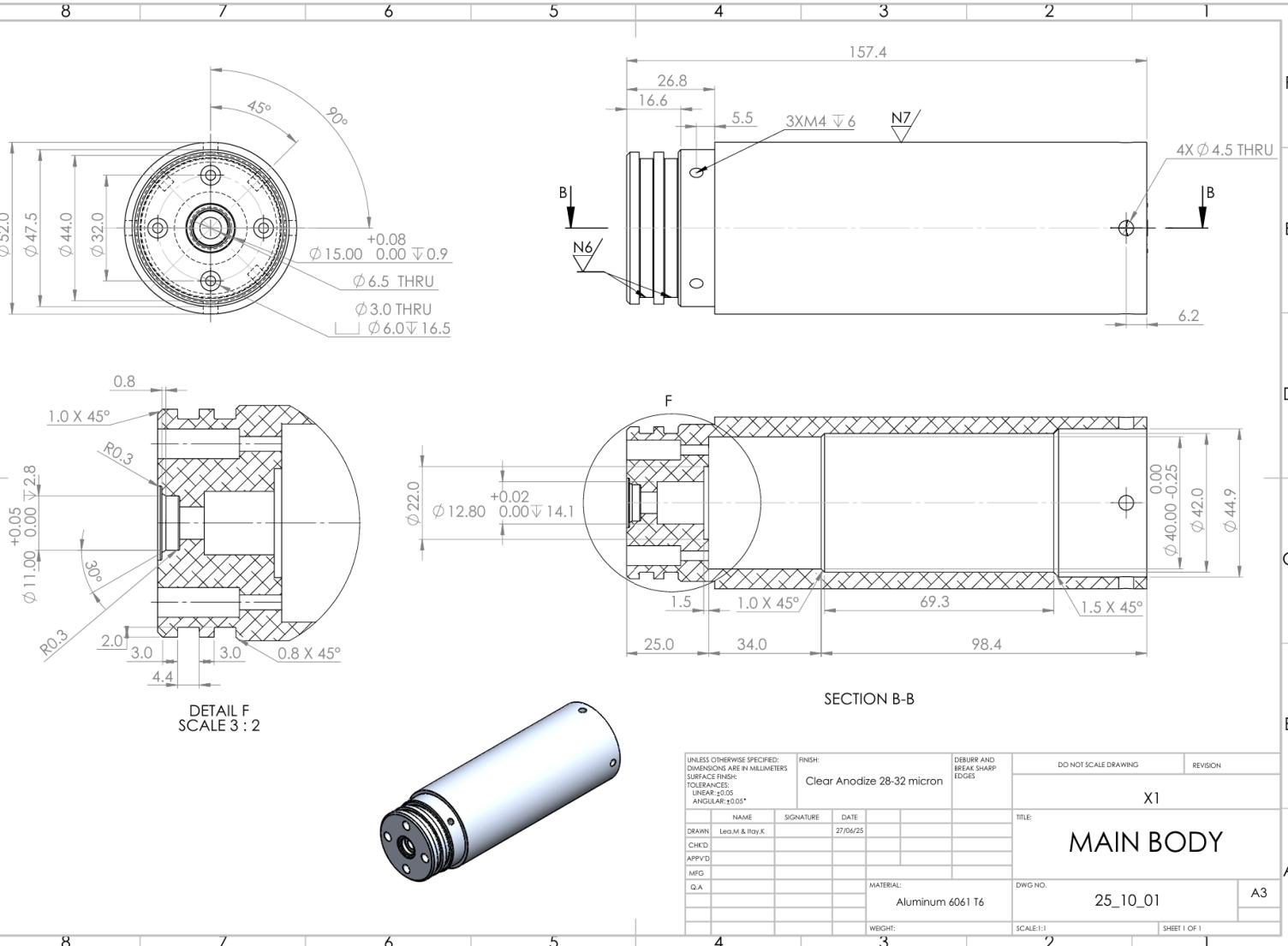
마חר ולא ניתן להפחית את גודל הרטט (המנוע נבחר בהתאם לדרישות קדם), והגברת מקדם החיכוך עלול לסבך את תכון המערכת ו加強קתו (פתיחה גורם המערכת לבדיקות על ידי הוצאת הברגים), האסטרטגיה העיקרית היא להבטיח שעומס הקדם בכל בורג יהיה גבוה מספיק. ככלומר, יש לבדוק את הברגים למומנט מספיק אשר ימנע הת蘗פות, ולוודא כי תדר המערכת והברגים מספיק רחוק מזה של המנוע בזמן עבודה.

## נספח ב - שרטוטי ייצור

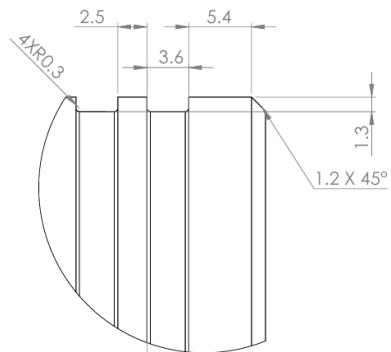
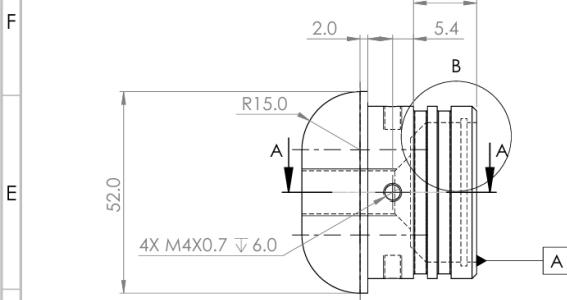
	8	7	6	5	4	3	2	1
F	ITEM NO.	PART	QTY.					
	1	O-RING 2-130	2					
	2	O-RING 2-030	2					
	3	M2.5X10_DIN916	1					
	4	M3X12_DIN912	4					
	5	M3_DIN985	2					
	6	M4X14_DIN7991	7					
	7	M3X18_DIN912	1					
	8	INSERT M3	4					
	9	M3X14_DIN7985	4					
	10	MAIN BODY	1					
	11	MOTOR EC-I40 MAXON	1					
	12	SHAFT	1					
	13	DUCT	1					
	14	PROPELLER	1					
	15	BACK COVER	1					
	16	M3_DIN125	1					
	17	FRONT COVER	1					
	18	CONNECTOR	1					
	19	FRONT HOLDER	1					
	20	BACK HOLDER	1					
	21	ELECTRONIC CARD	1					
	22	ELECTRONIC CARD HOLDER	1					
	23	O-RING 2-017	1					
	24	M3X12_ISO7380	1					
	25	INTERNAL RETAINING RING_DIN472	1					
	26	MAIN MOTOR - OUTER MOUNT	1					

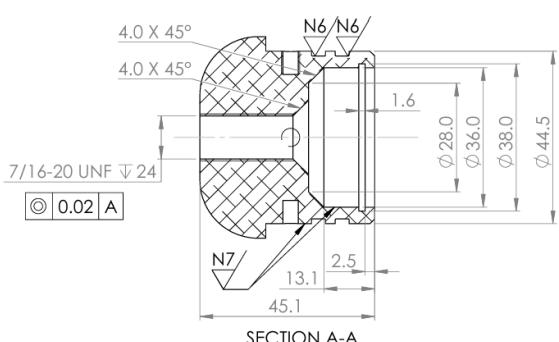
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE			
CNC	Levi M & Itay K	27/04/25				
CHECK						TITLE:
APPV'D						MOTOR ASSEMBLY
MFG						DWG NO.
QA						25_10
						A3
						SCALE: 1:10
						SHEET 1 OF 1



8 7 6 5 4 3 2 1



DETAIL B  
SCALE 3 : 1

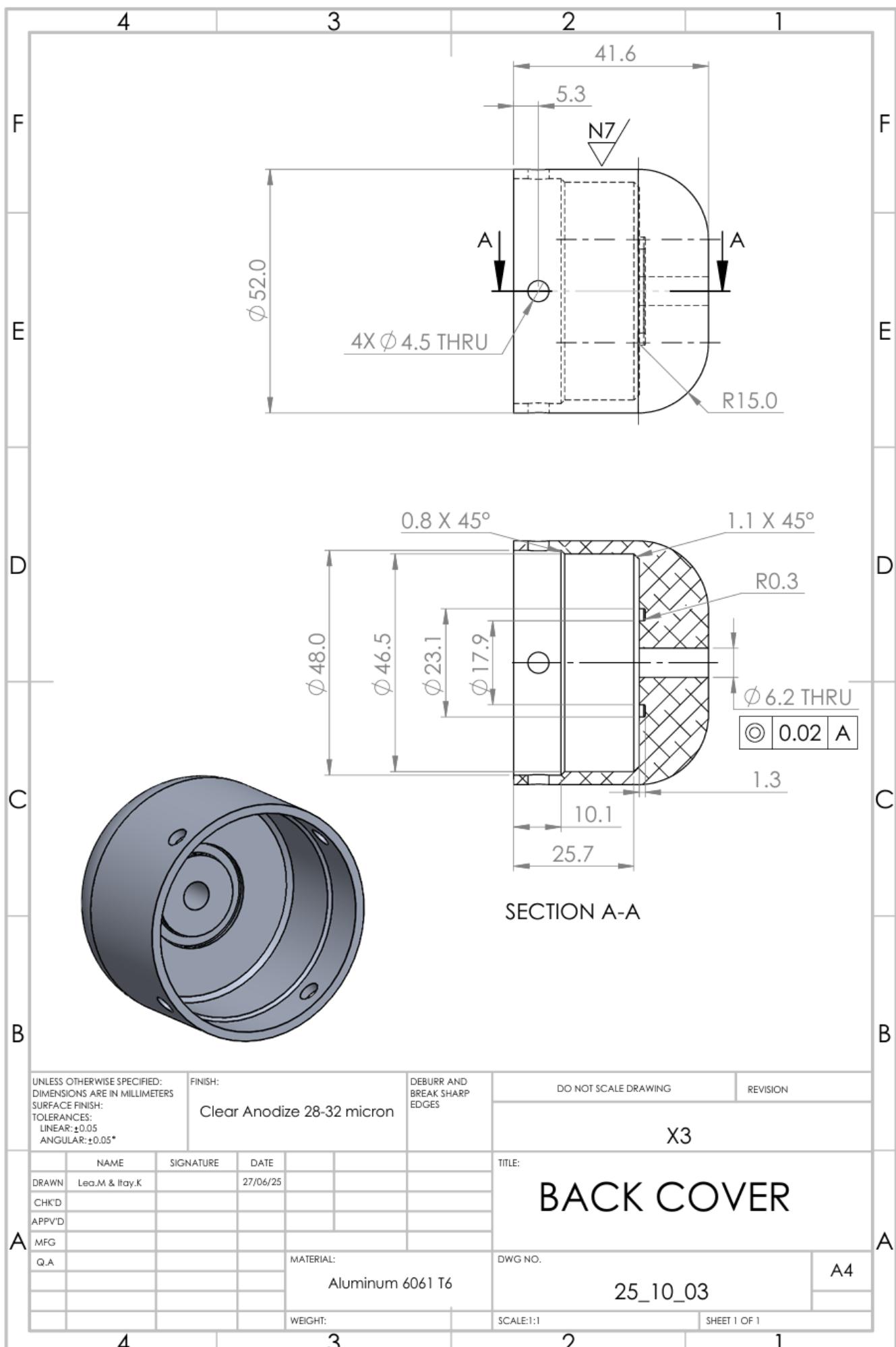


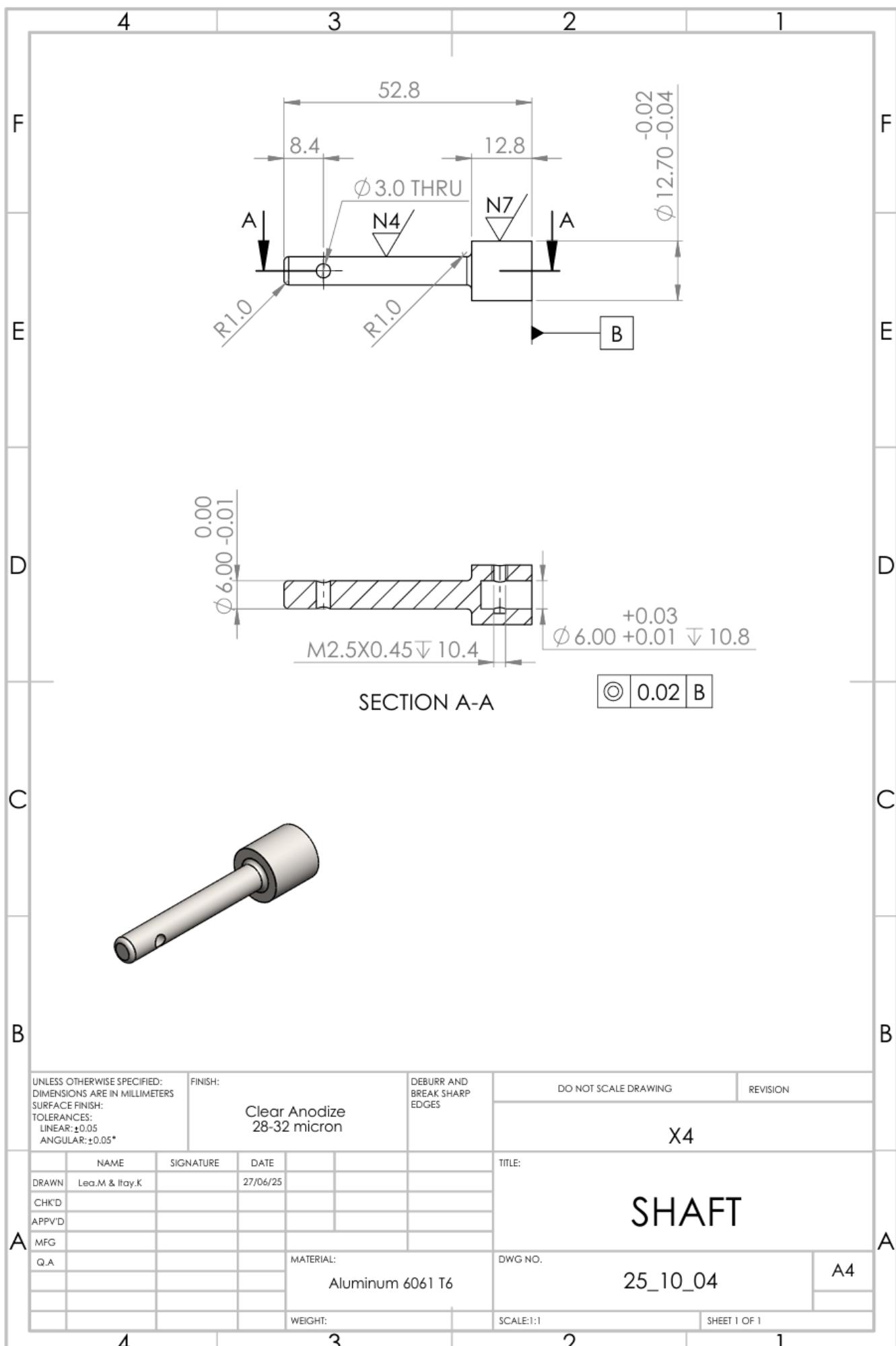
SECTION A-A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ±0.05 ANGULAR: ±0.05*		RINISH:	Clear Anodize 28-32 micron	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
DRAWN	Lea.M & Iray.k	27/04/25			X_2	
CHKD						
APPVD						
MEG						
QA			MATERIAL:	Aluminum 6061 T	DWG NO.	25_10_02
			WEIGHT:		SCALE:1:1	A3
						SHEET 1 OF 1

8 7 6 5 4 3 2 1





**חוות דעת מנהים:**

במסגרת הפרויקט הסטודנטים עמדו במספר יעדים, הצליחו לאפיין מספר חלופות והעמידו תכנן איכוטי לייצור פתרון עבור הדרישות שהוצעו בפניהם. הפרויקט לא עבר לשלב הביצוע עקב מילואים וקושי במצבה מנوع מתאים הנבע מנקודת ספקים למתן שירות. הסטודנטים הראו יצרתיות במצבה חלופות והשיקעו בינויו אנליטי בעברם. סה"כ ניכרת השקעתם והפיקו דו"ח טוב המתאר את הנעשה והמצאים.

