



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΔΙΠΜΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΥΤΟΜΑΤΙΣΜΟΥ

Μελέτη Καταλληλότητας Ρομποτικής Διάταξης T για Κατεργασίες Συγκόλλησης Διά Τριβής

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

της

ΔΕΣΠΟΙΝΑΣ ΑΛΜΠΙΑΝΗ

Επιβλέπων: Γεώργιος Χ. Βοσνιάκος

Καθηγητής Σχ. Μηχανολόγων Μηχανικών

Τομέας Τεχνολογίας των Κατεργασιών

Αθήνα, Ιούνιος 2021

Περιεχόμενα

Περίληψη.....	3
Πίνακας Διαγραμμάτων, Πινάκων & Εικόνων	5
1. Εισαγωγή.....	7
2. Συγκόλληση διά τριβής με ανάδευση «Friction Stir Welding».....	11
2.1 Πλεονεκτήματα, μειονεκτήματα & εφαρμογές	11
2.2 Μηχανισμός και βασικές αρχές της συγκόλλησης	12
2.3 Φορτία και απαιτήσεις ακρίβειας.....	15
3. Κινηματική ανάλυση διάταξης TAU – 3-2-1	19
3.1 Ευθύ και ανάστροφο κινηματικό μοντέλο	20
3.2 Εύρεση χώρου εργασίας.....	22
4. Στατική και συχνотική ανάλυση της διάταξης T με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων	31
4.1 Μοντελοποίηση διάταξης.....	33
4.2 Αποτελέσματα προσομοιώσεων.....	35
4.3 Σχολιασμός αποτελεσμάτων	38
5. Τροποποίηση διάταξης.....	41
5.1 Αποτελέσματα προσομοιώσεων τροποποιημένης διάταξης και σύγκριση με προηγούμενα	43
6. Καταλληλότητα διάταξης για FSW.....	47
7. Κατασκευαστικά σχόλια.....	49
8. Συμπεράσματα.....	53
Βιβλιογραφία.....	55
Παράρτημα A: Αναλυτικός πίνακας εργαλείων και παραμέτρων ανά υλικό [3]	59
Παράρτημα B: Κώδικες MatLab	63

Περίληψη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία γίνεται διερεύνηση της καταλληλότητας ρομποτικής διάταξης κλειστής κινηματικής αλυσίδας τύπου T για κατεργασία συγκόλλησης διά τριβής. Η κατεργασία αυτή αποτελεί μία εναλλακτική μέθοδο συγκόλλησης ικανή να δώσει λύση σε περιπτώσεις κακής συγκολλησιμότητας όπως ισχύει για τα κράματα αλουμινίου και τους ανοξείδωτους χάλυβες. Επίσης, λόγω της ιδιαιτερότητας του μηχανισμού της είναι ικανή να συγκολλήσει ακόμη και πολυμερή υλικά, δηλαδή μη αγώγιμα υλικά. Η κατεργασία αυτή βασίζεται στην τοπική ανάδευση υλικού σε θερμοκρασίες χαμηλότερες του σημείου τήξης και χαρακτηρίζεται από την ανάπτυξη πολύ ισχυρών δυνάμεων και ροπών στο εργαλείο της συγκόλλησης. Από την άλλη πλευρά, η διάταξη T – με εκδοχή 3 ή 5 βαθμών ελευθερίας – χαρακτηρίζεται τουλάχιστον ποιοτικά για την ιδιαίτερη στιβαρότητά της. Τίθεται λοιπόν το ερώτημα της καταλληλότητας μίας τέτοιας διάταξης για την υλοποίηση της εν λόγω κατεργασίας.

Η διάταξη T φαίνεται να μην έχει υλοποιηθεί προς το παρόν από κάποιον γνωστό κατασκευαστή, ενώ στη διαθέσιμη βιβλιογραφία υπάρχει πολύ περιορισμένο υλικό σχετικά με αυτήν και την κινηματική της ανάλυση. Με κύρια αναφορά στη δουλειά των *Alaleh Arian et. al* [1] οι οποίοι βασίστηκαν στην εξαγωγή του κινηματικού μοντέλου με χρήση ελεύθερων διανυσμάτων στον χώρο, έγινε επέκταση αυτών στον αδιάστατο χώρο με στόχο την εξαγωγή του χώρου εργασίας και τον προσδιορισμό της μορφής του. Η εύρεση του χώρου εργασίας έγινε με αριθμητική μέθοδο καθώς η κινηματική ανάλυση της κλειστής αλυσίδας T απαιτεί την επίλυση συστημάτων εξισώσεων και περιορισμών. Η χρήση αριθμητικής μεθόδου κατέστησε αναγκαία τη χρήση αριθμητικών τιμών των γεωμετρικών παραμέτρων, κάτι που αντιμετωπίστηκε με την αδιαστατοποίηση και τη βελτιστοποίηση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών της διάταξης.

Προκειμένου να εξετασθεί η καταλληλότητα του χειριστή για την κατεργασία έμφαση δόθηκε στην καταπόνηση αυτής με την άσκηση των φορτίων της συγκόλλησης και στη μεταβίβαση αυτών στις βάσεις τις διάταξης. Έγινε λοιπόν μελέτη στατικότητας, καθώς επίσης και ιδιοσυχνοτική ανάλυση με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων με στόχο την αποφυγή συντονισμών στο εύρος λειτουργίας του κινητήρα της διάταξης. Τα αποτελέσματα έδειξαν πως η κατεργασία συγκόλλησης είναι πράγματι μια εξαιρετικά απαιτητική από άποψη φορτίσεων κατεργασία για την οποία και πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή κατά τον σχεδιασμό οποιασδήποτε διάταξης. Η βελτιστοποιημένη διάταξη τείνει να εκφυλλίσει το αποτέλεσμα σε μονοδιάστατο διάνυσμα με κοινή αρχή τις βάσεις των βραχιόνων και τέλος το σημείο αναφοράς, κάτι που αφενός δεν είναι υλοποιήσιμο και αφετέρου δυσχεραίνει σημαντικά τη στιβαρότητα της διάταξης. Απόδειξη αυτού αποτελεί η δεύτερη μελέτη που έγινε σε διάταξη «ευρείας» διαμόρφωσης, με την έννοια της αύξησης της απόστασης των βάσεων. Αν και οι διαστάσεις επιλέχθηκαν σε αυτήν την περίπτωση διαισθητικά, το αποτέλεσμα προκύπτει σαφές ότι η αύξηση της στιβαρότητας της διάταξης αλλά και της κρίσιμης συχνότητας του συστήματος ευνοούνται με την απομάκρυνση των βάσεων και τη μείωση του μήκους των βραχιόνων, συμβάλλοντας όμως δραστικά στη μείωση του χώρου εργασίας.

Σε κάθε περίπτωση για τον σχεδιασμό μίας τέτοιας διάταξης είναι αναγκαία η χρήση αριθμητικών μεθόδων καθώς και μίας επαναληπτικής μεθόδου σχεδιασμού κατά την οποία ο ενδιαφερόμενος θα πρέπει αρχικά να προσδιορίσει τις επιθυμητές διαστάσεις της συγκόλλησης καθώς και τα διαθέσιμα εξαρτήματα όπως οι επενεργητές, οι φορείς στήριξης και οι αρθρώσεις έχοντας ως οδηγό τις φορτίσεις που προέκυψαν από τη στατική μελέτη της εργασίας. Στη συνέχεια και έχοντας ορίσει τα παραπάνω θα είναι στη θέση να εισάγει τους πραγματικούς γεωμετρικούς περιορισμούς της εφαρμογής του και μέσω της βελτιστοποίησης και της στατικής μελέτης θα μπορέσει να καταλήξει στις τελικές διαστάσεις της διάταξης κάνοντας όπου χρειάζεται τις απαραίτητες μετατροπές και συμβιβασμούς.

Πίνακας Διαγραμμάτων, Πινάκων & Εικόνων

Διαγράμματα

Διάγραμμα 2.1: Μεταβολή ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του εργαλείου [12]	14
Διάγραμμα 2.2: Μεταβολή της αξονικής δύναμης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του εργαλείου [12]	15
Διάγραμμα 2.3: Επίδραση απόκλισης εργαλείου από την ονομαστική διαδρομή στις μηχανικές ιδιότητες της ραφής [22]	18
Διάγραμμα 3.1: Σύγκλιση αλγορίθμου βελτιστοποίησης ως προς τις απαιτούμενες γενεές	27
Διάγραμμα 3.2: Αποτελέσματα βελτιστοποίησης – βέλτιστες γωνίες διανύσματος \vec{G}_i	27
Διάγραμμα 3.3: Αποτελέσματα βελτιστοποίησης – βέλτιστοι συντελεστές αναλογίας μεγέθους m_i	28
Διάγραμμα 3.4: Αποτελέσματα βελτιστοποίησης – βέλτιστοι συντελεστές μήκους συνδέσμων c_{is}	28

Πίνακες

Πίνακας 2.1: Χαρακτηριστικά εξοπλισμού FSW [9]	16
Πίνακας 2.2: Απαιτήσεις εξοπλισμού για FSW [20]	17
Πίνακας 2.3: Αξονική δύναμη FSW για διάφορα υλικά και πάχη συγκόλλησης [9]	17
Πίνακας 2.4: Προσδιορισμός μη αποδεκτών παραμέτρων συγκόλλησης [21]	18
Πίνακας 4.1: Σύγκριση μεγέθους πλέγματος και εξαγωγή ακρίβειας αποτελεσμάτων	34
Πίνακας 4.2: Μελετούμενα σημεία του χώρου εργασίας	35
Πίνακας 4.3: Αποτελέσματα προσομοιώσεων – περίπτωση V1	37
Πίνακας 4.4: Αποτελέσματα προσομοιώσεων – περίπτωση V2	37
Πίνακας 4.5: Σύγκριση περιπτώσεων V1 – V2 ως προς τις καλύτερες και χειρότερες τιμές	38
Πίνακας 5.1: Σύγκριση παραμέτρων βέλτιστης και τροποποιημένης λύσης	41
Πίνακας 5.2: Μελετούμενα σημεία του χώρου εργασίας της τροποποιημένης διάταξης	42
Πίνακας 5.3: Αποτελέσματα προσομοιώσεων τροποποιημένης διάταξης – περίπτωση V1	43
Πίνακας 5.4: Αποτελέσματα προσομοιώσεων τροποποιημένης διάταξης – περίπτωση V2	43
Πίνακας 5.5: Σύγκριση περιπτώσεων V1 – V2 και διατάξεων (1)-βέλτιστη – (2)-τροποποιημένη	44
Πίνακας 5.6: Μέση τιμή αποτελεσμάτων και σύγκριση περιπτώσεων/διατάξεων	45

Εικόνες

Εικόνα 1.1: Ρομποτικοί χειριστές ανοιχτής κινηματικής αλυσίδας της KUKA [2]	7
Εικόνα 1.2: 6-B.E. Πλατφόρμα Stewart-Gough [3] [4]	8
Εικόνα 1.3: Tricept robot της PKM [5]	8
Εικόνα 1.4: Παράλληλη κινηματική αλυσίδα T γραμμική [1] και περιστροφική [6]	9
Εικόνα 2.1: Η διαδικασία FSW [12]	12
Εικόνα 2.2: Στάδια διαδικασίας FSW [13]	12
Εικόνα 2.3: Παράδειγμα εργαλείων FSW [14]	13
Εικόνα 2.4: Δυνατοί τύποι σύνδεσης με FSW [13]	13
Εικόνα 2.5: Παραδείγματα ραφής από κατεργασία FSW [15], [16]	13
Εικόνα 2.6: Αναπτυσσόμενα φορτία στη FSW [9]	15
Εικόνα 2.7: Εμπλεκόμενες γωνίες εργαλείου κατά την FSW [9]	16
Εικόνα 3.1: Δυνατοί τύποι συγκόλλησης με χρήση ρομπότ [2]	19
Εικόνα 3.2: 5 B.E. διάταξη T γραμμικής επενέργειας [24]	19
Εικόνα 3.3: Διάταξη T 3-B.E. γραμμικής επενέργειας και διανυσματική ανάλυση [1]	20
Εικόνα 3.4: Χρησιμοποιούμενες αρθρώσεις [26]	20
Εικόνα 3.5: Ιδιόμορφες διατάξεις ρομποτικού χειριστή T [1]	22
Εικόνα 3.6: Σταθερά διανύσματα γεωμετρίας χειριστή (πίσω όψη)	24
Εικόνα 3.7: Ορισμός διανύσματος \vec{G}_i	25
Εικόνα 3.8: Αδιάστατος χώρος εργασίας για $q_i \in [0,1]$	29

Εικόνα 3.9: Αδιάστατος χώρος εργασίας για $q_i \in [0, 3]$	30
Εικόνα 4.1: Επιλογή γεωμετρικών σταθερών χειριστή.....	32
Εικόνα 4.2: Τρισδιάστατο μοντέλο χειριστή	32
Εικόνα 4.3: Μοντελοποίηση χειριστή περίπτωση V1.....	33
Εικόνα 4.4: Μοντελοποίηση χειριστή περίπτωση V2.....	33
Εικόνα 4.5: Έλεγχος διάστασης πλέγματος: πλέγμα μοντελοποίησης και πλέγμα ελέγχου	34
Εικόνα 4.6: Μελετούμενες πόζες του χειριστή.....	35
Εικόνα 4.7: Κατανομή τάσης von Mises στον βραχίονα 2.2 – πόζα A – περίπτωση V1.....	36
Εικόνα 4.8: Ιδιοσυχνοτική ανάλυση – πόζα A – περίπτωση V1.....	36
Εικόνα 5.1: Αντιπαράθεση βελτιστοποιημένης και τροποποιημένης διάταξης	42
Εικόνα 5.2: Αδιάστατος χώρος εργασίας τροποποιημένης διάταξης.....	42
Εικόνα 6.1: Παράδειγμα ελασμάτων ικανών για FSW από διάταξη T.....	47
Εικόνα 7.1: Γραμμική οδήγηση στις βάσεις της διάταξης [44]	49
Εικόνα 7.2: Υδραυλικός γραμμικός επενεργητής [45].....	49
Εικόνα 7.3: Τριφασικός κινητήρας [46]	50
Εικόνα 7.4: Τυποποιημένη λύση της Stirweld [14]	50
Εικόνα 7.5: Τυπική άρθρωση U για μετάδοση ισχύος [47].....	51
Εικόνα 7.6: Άρθρωση U σε μορφή σταυρού [48].....	51
Εικόνα 7.7: Συγκράτηση ελασμάτων με φουρκέτες [15] και ιδιοσυσκευή [2]	51

1. Εισαγωγή

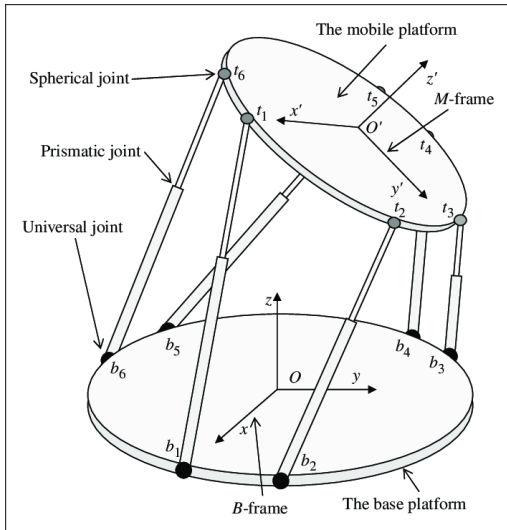
Οι ρομποτικοί χειριστές καταλαμβάνουν ολοένα και περισσότερο έδαφος στις σύγχρονες τεχνολογικές εφαρμογές, ενώ παράλληλα γίνεται προσπάθεια εναρμόνισής τους και με το ευρύτερο καταναλωτικό κοινό για εμπορική ή ακόμη και οικιακή χρήση. Ιδιαίτερα σημαντική είναι η θέση τους σε μεγάλες γραμμές παραγωγής όπου είναι ιδανικοί για την εκτέλεση συγκεκριμένων ενεργειών αυτοματοποιημένα με μεγάλη ταχύτητα και ακρίβεια. Συμβάλλουν έτσι στη δραματική μείωση του κόστους ανά παραγόμενη μονάδα αλλά και στην εξασφάλιση σταθερότητας ποιότητας της εργασίας που εκτελούν. Επιπλέον σημαντική είναι η ικανότητα μεταφοράς τους (mobility) από έναν χώρο εργασίας σε άλλον και η εκ νέου ρύθμισή τους με σχετικά χαμηλό κόστος έναντι εξειδικευμένου εξοπλισμού που χρησιμοποιείται στις διάφορες γραμμές παραγωγής. Ιδιαίτερη απήχηση τόσο στον παραγωγικό όσο και στον ερευνητικό τομέα έχουν οι ανθρωπόμορφοι ρομποτικοί χειριστές με ενσωμάτωση ανθρωπόμορφου χεριού ή απλής αρπάγης/εργαλείου στο τελικό σημείο δράσης (ΤΣΔ). Προσφέροντας άνετα 6 βαθμούς ελευθερίας στον χώρο, ενώ συχνά διατίθενται και πλεονάζοντες βαθμοί ελευθερίας, οι χειριστές αυτοί είναι ιδανικοί να ακολουθήσουν οποιασδήποτε μορφής τροχιά στον χώρο εργασίας τους καθώς και να αποφύγουν εμπόδια. Το μεγαλύτερό τους μειονέκτημα είναι η αδυναμία διαχείρισης υψηλών φορτίων. Ωστόσο, η υψηλή πρόοδος επιτρέπει πλέον τη διαχείριση φορτίων έως και 1 τόνου με ασφάλεια, όριο αποδεκτό για πλήθος εφαρμογών.



Εικόνα 1.1: Ρομποτικοί χειριστές ανοιχτής κινηματικής αλυσίδας της KUKA [2]

Οι αναφερόμενοι χειριστές ανήκουν στην κατηγορία ρομπότ ανοιχτής κινηματικής αλυσίδας καθώς η μετάβαση από το αδρανειακό σύστημα συντεταγμένων της βάσης του ρομπότ στο σύστημα συντεταγμένων του ΤΣΔ γίνεται ακολουθώντας μία και μόνο διαδρομή στην οποία συμμετέχουν όλες οι αρθρώσεις (βαθμοί ελευθερίας). Επομένως, επιλύοντας το ευθύ κινηματικό πρόβλημα είναι δυνατή η γνώση της θέσης και του προσανατολισμού του ΤΣΔ στον χώρο μονοσήμαντα εφόσον είναι γνωστές οι θέσεις των αρθρώσεων.

Μία άλλη μεγάλη κατηγορία χειριστών με υψηλής έντασης έρευνα γύρω από αυτήν είναι τα ρομπότ κλειστής κινηματικής αλυσίδας. Στην περίπτωση αυτή δεν υπάρχει μοναδική αλυσίδα μετάβασης από το αδρανειακό σύστημα στο ΤΣΔ. Αντίθετα, υπάρχουν τουλάχιστον δύο οι οποίες δημιουργούν τουλάχιστον έναν κλειστό βρόχο. Έτσι, η επίγνωση της θέσης και του προσανατολισμού του ΤΣΔ γνωρίζοντας τη συνεισφορά όλων των αρθρώσεων δεν είναι μονοσήμαντη διαδικασία αλλά απαιτεί την επίλυση συστήματος συντεταγμένων που εκφράζει όλους εκείνους τους γεωμετρικούς περιορισμούς που υφίστανται λόγω της κατασκευαστικής ιδιαιτερότητας του χειριστή. Χαρακτηριστικό παράδειγμα τέτοιας αλυσίδας αποτελεί η ευρέως διαδεδομένη πλατφόρμα Stewart-Gough με 6 βαθμούς ελευθερίας στον χώρο.



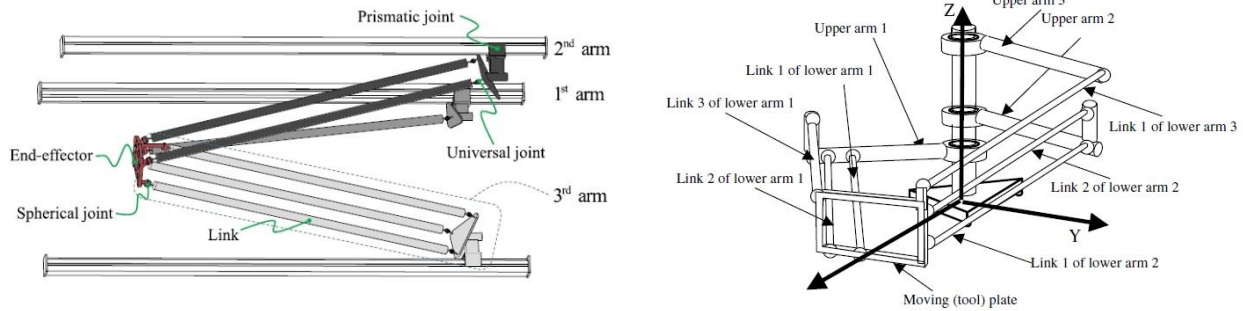
Εικόνα 1.2: 6-B.E. Πλατφόρμα Stewart-Gough [3], [4]



Εικόνα 1.3: Tricept robot της PKM [5]

Οι χειριστές αυτής της κατηγορίας αποκαλούνται συχνά και *παράλληλης* κινηματικής. Αυτό οφείλεται στην ιδιομορφία τους να διαθέτουν παράλληλους βραχίονες ή συνδέσμους. Το κυριότερο πλεονέκτημά τους έναντι των ανοιχτών αλυσίδων είναι η σημαντική αύξηση της στιβαρότητας και κατά συνέπεια της δυνατότητας υποστήριξης μεγάλων φορτίων τάξης μεγέθους μεγαλύτερων από αυτά που υποστηρίζουν οι πλέον σύγχρονες ανοιχτές κινηματικές αλυσίδες. Ωστόσο, υστερούν σημαντικά στον χώρο εργασίας και τη δυνατότητα ύπαρξης πλεοναζόντων βαθμών ελευθερίας. Επομένως γίνεται λόγος για σαφώς λιγότερο ευέλικτες αλυσίδες, με τη δυνατότητα όμως πολύ μεγαλύτερης στιβαρότητας και αντοχής. Το ζήτημα πλέον εστιάζεται στις εφαρμογές στις οποίες στοχεύει ο εκάστοτε χειριστής.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία γίνεται διερεύνηση της καταλληλότητας ενός ρομποτικού χειριστή παράλληλης κινηματικής αλυσίδας και συγκεκριμένα τύπου T για συγκολλήσεις διά τριβής. Ο χειριστής αυτός παρουσιάζεται ποιοτικά στη γραμμική και την περιστροφική εκδοχή του στην *Εικόνα 1.4*. Η ονομασία του οφείλεται στην ιδιαίτερη διαμόρφωσή του που αποτελείται από 3 παράλληλα σετ βραχιόνων και η συνολική διάταξη ομοιάζει με το ελληνικό γράμμα T.



Εικόνα 1.4: Παράλληλη κινηματική αλυσίδα T γραμμική [1] και περιστροφική [6]

Η συγκόλληση διά τριβής αποτελεί σχετικά πρόσφατη τεχνολογία (Thomas et al., 1991) στην ευρύτερη οικογένεια των συγκολλήσεων η οποία αρχικά προτάθηκε για την επίτευξη συγκόλλησης των μέχρι τότε μη συγκολλησίων κραμάτων αλουμινίου. Η κατεργασία αυτή λόγω του ιδιαίτερου μηχανισμού της που βασίζεται στην ανάδευση και τριβή των δύο υλικών προς συγκόλληση οδηγεί στην ανάπτυξη ιδιαίτερα ισχυρών φορτίων. Η ανάπτυξη εξειδικευμένων μηχανημάτων για τέτοιου τύπου συγκολλήσεις αποτελεί σαφώς μία λύση. Ωστόσο, η επιθυμία αυτοματοποίησης αλλά και αύξησης της κινητικότητας του εξοπλισμού έχει οδηγήσει την επιστημονική κοινότητα αλλά και τους μεγάλους κατασκευαστές στην έρευνα και ανάπτυξη ρομποτικών χειριστών ικανών να ανταπεξέλθουν στις απαιτήσεις της κατεργασίας. Διάφορες εναλλακτικές έχουν χρησιμοποιηθεί, από κλασικούς βραχίονες ανοικτής κινηματικής αλυσίδας [7],[8] έως βραχίονες κλειστής κινηματικής τύπου Δέλτα [9],[10],[11]. Η KUKA μάλιστα, πρωτοπόρος στη βιομηχανία των ρομποτικών βραχιόνων, έχει αναπτύξει έτοιμες βιομηχανικές λύσεις βραχιόνων για συγκόλληση διά τριβής αξιοποιώντας τα μοντέλα της KR500 MT και KR1000 Titan, ενώ παράλληλα προσφέρει ολοκληρωμένη εγκατάσταση εκτός από τον βραχίονα με την ονομασία KUKA cell4_FSW [2].

Κατά συνέπεια η χρήση ρομποτικού χειριστή για την κατεργασία συγκόλλησης δεν αποτελεί καινοτομία. Ωστόσο, λίγα είναι γνωστά για την πολλά κατά τα άλλα υποσχόμενη αλυσίδα τύπου T. Τίθεται επομένως το ερώτημα της καταλληλότητας μίας τέτοιας διάταξης για μία τόσο απαιτητική από άποψη φορτίων κατεργασία. Στις επόμενες ενότητες γίνεται αρχικά ποιοτικός αλλά και ποσοτικός προσδιορισμός των απαιτήσεων της συγκόλλησης διά τριβής επεξηγώντας τη βασική μηχανική πίσω από αυτήν και στη συνέχεια μελέτη της ρομποτικής διάταξης: Κινηματική ανάλυση, εύρεση του χώρου εργασίας καθώς και στατική και δυναμική ανάλυση σε διάφορες πόζες του ρομπότ. Έχοντας πλέον κατανόηση ποσοτικού και όχι μόνο ποιοτικού χαρακτήρα των δυνατοτήτων της μελετούμενης διάταξης μπορεί να γίνει λόγος για την καταλληλότητα ή μη για την εν λόγω κατεργασία. Τέλος, παρατίθενται ορισμένα κατασκευαστικά σχόλια με γνώμονα την υλοποίηση μίας τέτοια διάταξης κάνοντας χρήση γνωστών εμπορικών λύσεων αλλά και επισημαίνοντας τους τεχνικούς περιορισμούς που υφίστανται.

2. Συγκόλληση διά τριβής με ανάδευση «Friction Stir Welding»

Οι κατεργασίες συγκόλλησης εν γένει οδηγούν σε μόνιμη σύνδεση τεμαχίων όμοιων συνήθως υλικών, κυρίως μετάλλων, και βασίζονται στην τοπική τήξη αυτών. Οι πιο διαδεδομένες τεχνικές συγκόλλησης είναι οι MIG (Gas Metal Arc Welding) / TIG (Gas Tungsten Arc Welding) με αναλώσιμο και μη αντίστοιχα ηλεκτρόδιο, σημαντικό πλεονέκτημα των οποίων είναι η δυνατότητα εφαρμογής σε πλήθος μεταλλικών υλικών και κυρίως η εύκολη μεταφορά τους και το χαμηλό κόστος. Οι δύο αυτές τεχνικές βασίζονται στη δημιουργία διαφοράς δυναμικού μεταξύ μιας καθόδου και μιας ανόδου και τελικά τη δημιουργία ηλεκτρικού τόξου. Η κάθοδος και η άνοδος είναι αντίστοιχα το ηλεκτρόδιο και το τεμάχιο προς συγκόλληση. Άλλες τεχνικές συγκόλλησης που επιτυγχάνουν πιο ελεγχόμενο περιβάλλον και ποιοτικότερες ραφές συγκόλλησης είναι η Electron Beam Welding, η Atomic Hydrogen Welding καθώς και οι συγκολλήσεις με δέσμη Laser, κοινό χαρακτηριστικό των οποίων είναι η πρόσδοση ενέργειας μέσω κάποιας ελεγχόμενης δέσμης. Επιπλέον, υπάρχουν δυνατότητες κόλλησης με εναπόθεση άλλου υλικού, η πιο διαδεδομένη των οποίων ίσως είναι η μπρουτζοκόλληση. Ωστόσο, το ποια τεχνική συγκόλλησης είναι θεμιτό να χρησιμοποιηθεί εξαρτάται σημαντικά από τη χημική σύσταση των κραμάτων προς συγκόλληση. Έτσι, πολλά κράματα με πρωταγωνιστή τα κράματα αλουμινίου και τους ανοξείδωτους χάλυβες παρουσιάζουν κακή συγκολλησιμότητα και έχουν απασχολήσει σημαντικά την τεχνολογική και επιστημονική κοινότητα. Η πρόοδος στην τεχνολογία υλικών έχει οδηγήσει ωστόσο σε ορισμένα κράματα με ειδικά διαμορφωμένη σύσταση προκειμένου να είναι συγκολλησιμα.

Η συγκόλληση διά τριβής «Friction Stir Welding», η οποία θα αναφέρεται στο εξής ως FSW, αποτελεί μία σχετικά πρόσφατη κατεργασία συγκόλλησης (Thomas et al., 1991) και εφευρέθηκε στο *The Welding Institute* προκειμένου να δώσει λύση στη κακή συγκολλησιμότητα με τις μέχρι τότε τεχνικές των κραμάτων αλουμινίου [12].

2.1 Πλεονεκτήματα, μειονεκτήματα & εφαρμογές

Σε αντίθεση με τις υπόλοιπες τεχνικές συγκόλλησης η FSW υλοποιείται κάτω από το όριο τήξης των υλικών και βασίζεται στην ανάδευση και ομογενοποίηση μέσω αυτής και των αναπτυσσόμενων δυνάμεων τριβής των υλικών σε μία ζώνη γύρω από τη ραφή. Κατά συνέπεια επιτυγχάνονται εξαιρετικές μηχανικές ιδιότητες και χαμηλή παραμόρφωση στη σύνδεση των τεμαχίων, σε αντίθεση με την εν γένει πάσχουσα από παραμένουσες τάσεις Heat Affected Zone που επηρεάζουν οι υπόλοιπες τεχνικές.

Ο ιδιαίτερος μηχανισμός αυτής της κατεργασίας επιτρέπει τελικά τη συγκόλληση όχι μόνο όμοιων και δύσκολα συγκολλούμενων με τις υπόλοιπες τεχνικές υλικών – όπως τα κράματα αλουμινίου – αλλά και ανόμοιων υλικών, ενώ δεν περιορίζεται από την απαίτηση αγωγιμότητας. Κατά συνέπεια είναι δυνατή η σύνδεση ακόμη και πολυμερών υλικών με FSW. Γενικότερα, λόγω της φύσης της κατεργασίας αυτής προτιμώνται υλικά όλκιμα με χαμηλό όριο διαρροής. Επιπλέον, δεν παρεμποδίζεται από την παρουσία λεπτών στρωμάτων οξειδωσης, όπως η φυσική οξειδωση του αλουμινίου και των ανοξείδωτων χάλυβων, σε αντίθεση με την ανάγκη υπερκαθαρότητας των επιφανειών ειδικά στις συγκολλήσεις τόξου. Ενδεικτικά κράματα που συγκολλούνται με μεγάλη επιτυχία μέσω αυτής της κατεργασίας είναι κράματα Mg, Al, Ti, σιδηρούχα κράματα, σύνθετα μεταλλικής μήτρας, πολυμερή κ.α.

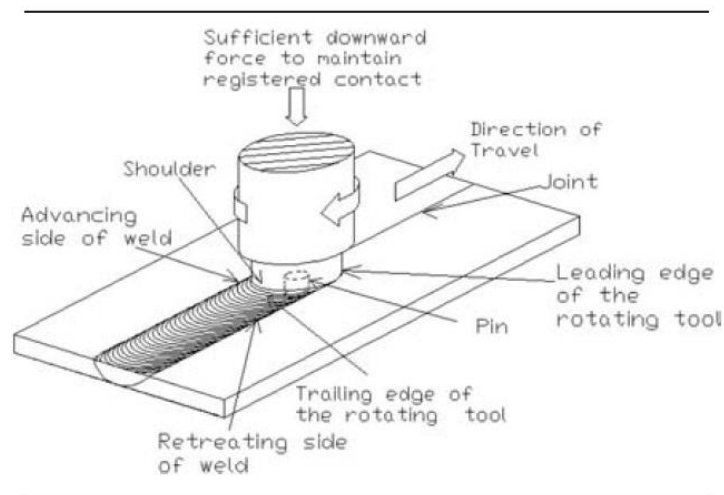
Άλλα θετικά στοιχεία και πλεονεκτήματα αυτής της κατεργασίας είναι ότι δεν απαιτεί την παρουσία επικίνδυνων αερίων και είναι εν γένει ενεργειακά συμφέρουσα.

Τα βασικά μειονεκτήματα της κατεργασίας αφορούν την ανάπτυξη ισχυρών δυνάμεων και φορτίσεων και κατά συνέπεια την απαίτηση στιβαρών μηχανών συγκράτησης. Το γεγονός αυτό οδηγεί στην αδυναμία εύκολης μεταφοράς του εξοπλισμού, όπως επίσης και την αύξηση του κόστους κατασκευής του.

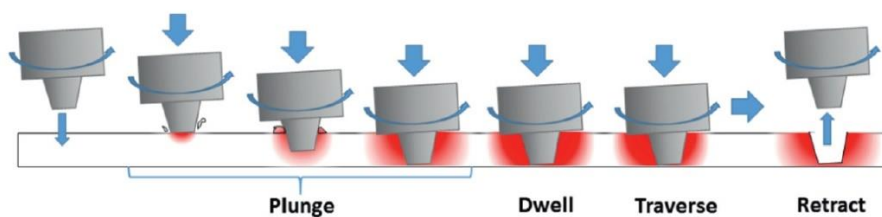
Η FSW κατεργασία βρίσκει εφαρμογή σε πλήθος κατασκευαστικών κλάδων με επίκεντρο τη συγκόλληση μεγάλων τεμαχίων και κυρίως ελασμάτων. Έτσι, προτιμάται στην αεροδιαστημική, τη ναυπηγική, την αυτοκινητοβιομηχανία, την κατασκευή σιδηροδρόμων, όπως επίσης και σε σιδηροκατασκευές μεγάλης κλίμακας, ηλεκτρικές εγκαταστάσεις και εγκαταστάσεις αερίου [12].

2.2 Μηχανισμός και βασικές αρχές της συγκόλλησης

Η διαδικασία της FSW και τα βασικά στοιχεία της παρουσιάζονται σχηματικά στην *Εικόνα 2.1*. Το εργαλείο της συγκόλλησης αποτελείται από δύο βασικά στοιχεία: έναν ειδικά διαμορφωμένο πείρο (pin) συνήθως με κάποιου τύπου ελίκωση στην περιμέτρή του και τον κορμό (shoulder) ο οποίος είναι μεγαλύτερης διαμέτρου και ιδιαίτερα στιβαρός. Ο πείρος του εργαλείου διεισδύει περιστρεφόμενος στα δύο υλικά προς συγκόλληση εκεί όπου αυτά έρχονται σε επαφή το ένα με το άλλο. Λόγω των δυνάμεων τριβής που αναπτύσσονται η θερμοκρασία τοπικά στο σημείο συγκόλλησης μεγαλώνει και τα υλικά εισέρχονται στην πλαστική περιοχή τους χωρίς όμως να λιώνουν. Λόγω της ειδικής γεωμετρίας του πείρου το υλικό που αναδύεται μεταφέρεται από την μπροστινή μεριά (advancing side) στην πίσω μεριά (retreating side) του εργαλείου, όπου και ψύχεται λόγω της σημαντικής διαφοράς θερμοκρασίας στις δύο περιοχές. Εκεί, παρουσία της ασκούμενης πίεσης από τον κορμό του εργαλείου στερεοποιείται πλήρως και σταματά η διαρροή του διαμορφώνοντας τελικά τη συγκόλληση. Η διαδικασία γίνεται με ταυτόχρονη πρόωση του εργαλείου κατά μήκος μίας διαδρομής οδηγώντας στην τελική ραφή των τεμαχίων. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι δεν υφίσταται χημική αντίδραση μεταξύ των υλικών αλλά στην πραγματικότητα γίνεται μεταφορά υλικού από τη μία πλευρά στην άλλη οδηγώντας σε μία πολύ ισχυρή σύνδεση.



Εικόνα 2.1: Η διαδικασία FSW [12]

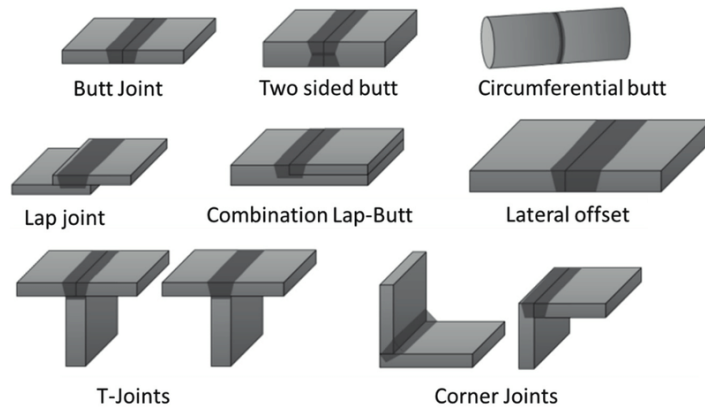


Εικόνα 2.2: Στάδια διαδικασίας FSW [13]

Στην *Εικόνα 2.3* παρουσιάζονται ενδεικτικά εργαλεία της κατεργασίας από κατάλογο κατασκευαστικής εταιρίας, ενώ στην *Εικόνα 2.4* παρουσιάζονται οι δυνατοί τρόποι σύνδεσης των τεμαχίων προς συγκόλληση. Επιπλέον στην *Εικόνα 2.5* παρατίθενται εικόνες της τελικής ραφής σε πραγματικές περιπτώσεις συγκόλλησης από μεγάλους κατασκευαστές του χώρου. Όπως παρατηρείται, το ίχνος της συγκόλλησης χαρακτηρίζεται από ομογενοποίηση ενώ με επιπλέον κατεργασία αποβολής υλικού ή και λείανσης το ίχνος μπορεί κυριολεκτικά να εξαφανιστεί και η ραφή να παρουσιάζεται ομοιόμορφη με την υπόλοιπη κατασκευή.



Εικόνα 2.3: Παράδειγμα εργαλείων FSW [14]



Εικόνα 2.4: Δυνατοί τύποι σύνδεσης με FSW [13]



Εικόνα 2.5: Παραδείγματα ραφής από κατεργασία FSW [15], [16]

Η αναλυτική προσέγγιση του μηχανισμού συγκόλλησης είναι ιδιαίτερα περίπλοκη και δεν επιτρέπει τη χρήση φορμαλισμού για τον υπολογισμό φορτίων ή άλλων μεγεθών ενδιαφέροντος. Ωστόσο, διάφορα μοντέλα έχουν προταθεί προκειμένου να επιτραπεί η κατανόηση του μηχανισμού και των κρίσιμων παραμέτρων που τον επηρεάζουν, όπως επίσης και να μπορούν να εξαχθούν ορισμένα ποσοτικά συμπεράσματα τουλάχιστον ως προς την τάξη μεγέθους. Το πιο διαδεδομένο μοντέλο για την απλότητα αλλά ταυτόχρονα και την ικανότητα εύκολης και άμεσης προσέγγισης του μηχανισμού είναι αυτό του περιστρεφόμενου πείρου (“Rotating Plug”)[17]. Σύμφωνα με αυτό η ροπή που αναπτύσσεται κατά την κατεργασία προκύπτει από το άθροισμα των επιμέρους ροπών στον κορμό του εργαλείου, στις πλευρές του πείρου και στην κατώτερη επιφάνειά του:

$$M = \int_r^R 2\pi r \sigma dr + 2\pi r^2 t \sigma + \int_0^r 2\pi r^2 \sigma dr = \frac{2\pi R^3}{3} \left(1 + 3 \frac{r^2 t}{R^3} \right) \sigma$$

όπου

σ : το όριο διαρροής του υλικού,

r : η ακτίνα του πείρου του εργαλείου,

R: η ακτίνα του κορμού του εργαλείου και
t: το βάθος ανάδευσης του πείρου

Η αναλισκόμενη ισχύς προκύπτει από τη σχέση

$$P = M\omega$$

όπου ω : η ταχύτητα περιστροφής του εργαλείου.

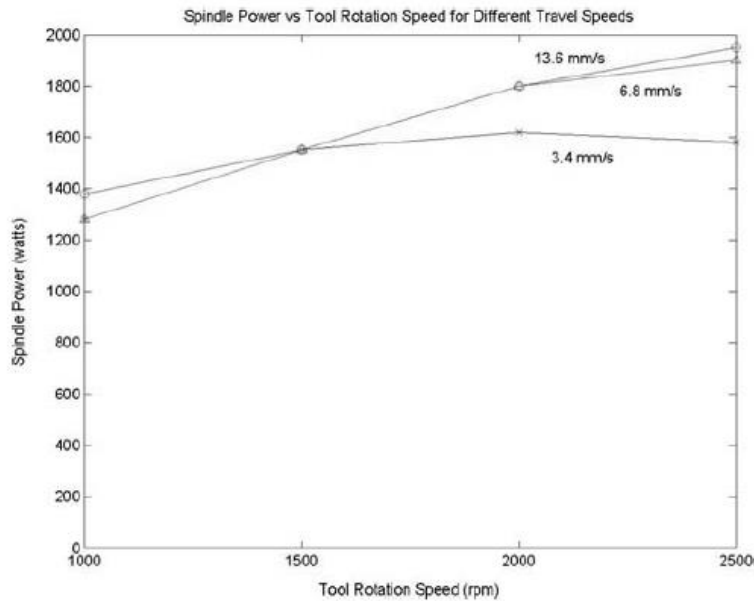
Αντικαθιστώντας, η ισχύς δίνεται από τη σχέση

$$P = \frac{2\pi R^3}{3} \left(1 + 3 \frac{r^2 t}{R^3} \right) \sigma \omega$$

Η ισχύς αυτή ενεργειακά αποδίδεται στις θερμικές απώλειες Q_h και στο πλαστικό έργο Q_p . Το τελευταίο αποτελεί συνήθως λιγότερο από το 10% του συνολικού έργου και μπορεί να αμεληθεί. Σε ό,τι αφορά τις θερμικές απώλειες αυτές συνίστανται από

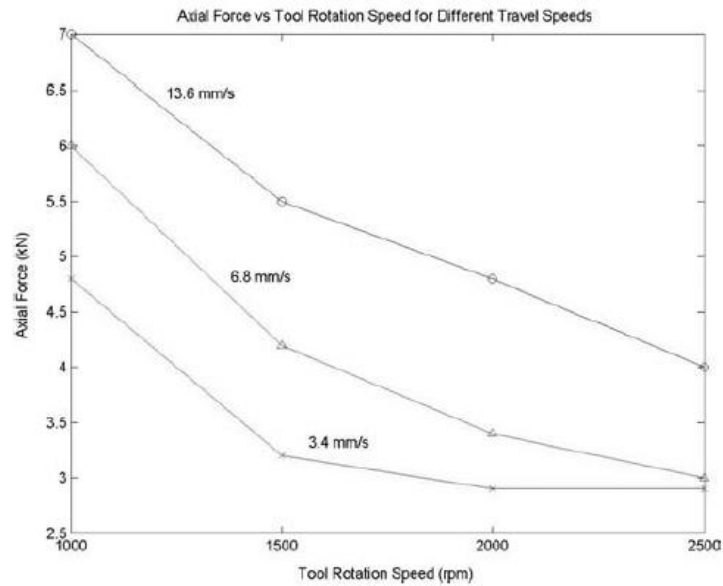
- i. την αγωγή θερμότητας στο εργοτεμάχιο,
- ii. την αγωγή θερμότητας στο εργαλείο,
- iii. την αγωγή θερμότητας στην τράπεζα συγκράτησης και
- iv. τη συναγωγή θερμότητας κατά τη μεταφορά του εργαλείου από θερμότερες σε ψυχρότερες περιοχές.

Το ενδιαφέρον στα παραπάνω είναι πως όλα αυτά τα θερμικά φαινόμενα έχουν άμεση εξάρτηση από τη θερμοκρασία στη ζώνη διαρροής του υλικού, η οποία μεταβάλλεται πολύ λίγο σε μεγάλο εύρος λειτουργικών συνθηκών. Κατά συνέπεια, η προσφερόμενη ισχύς παραμένει περίπου σταθερή σε μεγάλο εύρος στροφών και ως εκ τούτου η ροπή δύναται να μειωθεί εάν η κατεργασία γίνεται σε υψηλές στροφές. Η παρατήρηση αυτή επαληθεύεται και πειραματικά σε δοκίμια αλουμινίου [12]. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα *Διάγραμμα 2.1* και *Διάγραμμα 2.2*.



Διάγραμμα 2.1: Μεταβολή ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του εργαλείου [12]

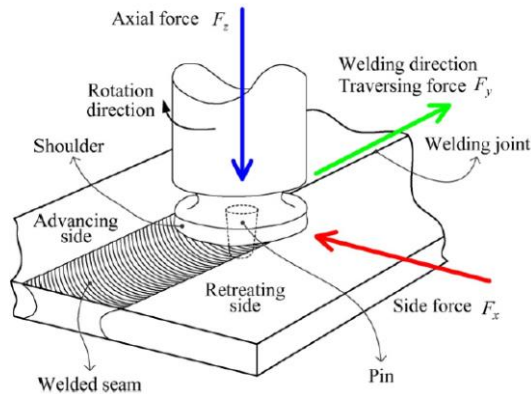
Από τα διαγράμματα αυτά προκύπτει πράγματι ότι η αύξηση των στροφών οδηγεί σε ευνοϊκότερες συνθήκες κατεργασίας. Στο σημείο αυτό αξίζει να αναφερθεί ότι η αξονική δύναμη κατά την εισχώρηση του εργαλείου στο τεμάχιο μπορεί να είναι έως και τρεις φορές μεγαλύτερη από τη δύναμη κατεργασίας στη σταθερή πορεία του εργαλείου.



Διάγραμμα 2.2: Μεταβολή της αξονικής δύναμης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του εργαλείου [12]

2.3 Φορτία και απαιτήσεις ακρίβειας

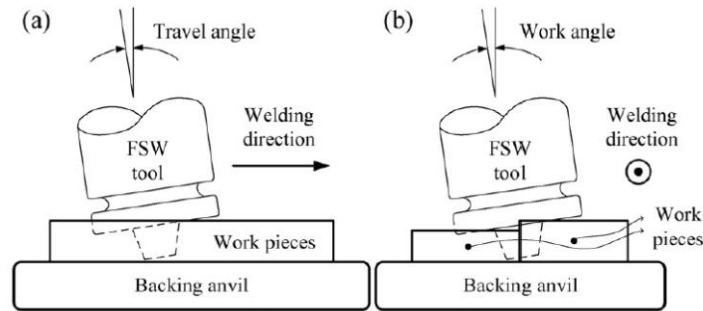
Ενδιαφέρει λοιπόν να προσδιοριστούν τόσο ποιοτικά όσο και ποσοτικά οι προδιαγραφές που πρέπει να καλύπτονται από οποιοδήποτε μηχάνημα εκτελεί μία τέτοιου τύπου κατεργασία. Στην Εικόνα 2.6 παρουσιάζονται τα αναπτυσσόμενα φορτία στο εργαλείο κατά τη σταθερή φάση της FSW.



Εικόνα 2.6: Αναπτυσσόμενα φορτία στη FSW [9]

Η αξονική δύναμη F_z αποτελεί μία από τις κυριότερες παραμέτρους της κατεργασίας καθώς είναι υπεύθυνη για την αναπτυσσόμενη τριβή μεταξύ του εργαλείου και του εργοτεμαχίου συνεισφέροντας στην παραγωγή θερμότητας. Επιπλέον είναι υπεύθυνη για την άσκηση πίεσης στην μόλις συγκολλημένη περιοχή προκειμένου η συγκόλληση να είναι ποιοτική. Η μετωπιαία δύναμη F_y προκύπτει από την αντίσταση του ψυχρού υλικού κατά μήκος της διαδρομής ραφής. Η πλευρική F_x οφείλεται στην ασυμμετρία της κατεργασίας καθώς το υλικό στην πλευρά της ομόρροπης κίνησης του εργαλείου (advancing side) είναι θερμότερο και επομένως μαλακότερο έναντι της αντιδιαμετρικής πλευράς (retreating side). Τέλος, η ροπή M_z είναι υπεύθυνη για την αναπτυσσόμενη τριβή μεταξύ του πείρου του εργαλείου και του εργοτεμαχίου, που αποτελεί την κυριότερη πηγή θερμότητας. Σημειώνεται ότι οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στο εργαλείο είναι ίσες και αντίθετες από αυτές του σχήματος.

Δύο επιπλέον σημαντικές παράμετροι της κατεργασίας, οι οποίες εξαρτώνται κυρίως από τα υλικά προς συγκόλληση, είναι οι γωνίες διαδρομής (travel) και εργασίας (work) οι οποίες παρουσιάζονται σχηματικά στην Εικόνα 2.7.



Εικόνα 2.7: Εμπλεκόμενες γωνίες εργαλείου κατά την FSW [9]

Σε έναν πρώτο ποιοτικό χαρακτηρισμό μπορούν να οριστούν οι παρακάτω απαιτήσεις εξοπλισμού:

- **Δύναμη και ισχύς:** Το μηχάνημα συγκόλλησης θα πρέπει να μπορεί να αντισταθμίσει τα αναπτυσσόμενα φορτία.
- **Στιβαρότητα και ακρίβεια:** Η αντιστάθμιση των φορτίων θα πρέπει να γίνεται με σταθερό τρόπο και οι ενδοτικότητες του μηχανήματος να είναι κατά το δυνατό ελαχιστοποιημένες προκειμένου το εργαλείο να μην παρεκκλίνει από την επιθυμητή διαδρομή αλλά και να μην επηρεάζεται από τις δονήσεις της κατεργασίας. Η μέγιστη απόκλιση θέσης και προσανατολισμού του εξαρτάται από τις απαιτήσεις ακρίβειας για μία ποιοτική συγκόλληση.
- **Μέτρηση:** Το μηχάνημα θα πρέπει να διαθέτει αισθητήρες και τρόπο μέτρησης των αναπτυσσόμενων φορτίων και της θερμοκρασίας προκειμένου μέσω βρόχου ελέγχου να γίνεται επιτόπου ρύθμιση και αντιστάθμιση των παραμέτρων συγκόλλησης. Σημειώνεται εδώ ότι οι άμεσες παράμετροι που αφορούν θέση και εξωτερική πρόσδοση θερμότητας μπορούν να οδηγήσουν στην εξαγωγή των έμμεσων παραμέτρων ταχύτητας, δυνάμεων, θερμοκρασίας και ροής του υλικού.
- **Δυνατότητα λήψης αποφάσεων:** Είναι επιθυμητή η χρήση ελέγχου για την καθόλη τη διάρκεια ρύθμιση της διαδικασίας.
- **Ευελιξία:** Προκειμένου να υλοποιηθεί η απλούστερη διαδρομή συγκόλλησης στον χώρο απαιτούνται τουλάχιστον 5 βαθμοί ελευθερίας της μηχανής. Μία δισδιάστατη διαδρομή είναι πολύ απλότερη, όμως και πάλι απαιτείται μεγαλύτερη ευελιξία ώστε να είναι δυνατή η ρύθμιση των γωνιών συγκόλλησης.

Οι εναλλακτικές διαθέσιμου εξοπλισμού και μία ποιοτική σύγκρισή τους σε ορισμένα κρίσιμα χαρακτηριστικά συνοψίζονται στον Πίνακα 2.1.

Πίνακας 2.1: Χαρακτηριστικά εξοπλισμού FSW [9]

Characteristics ↓	Equipment			
	Milling machine	FSW machine	Parallel robot	Articulated robot
Flexibility	Low	Low/medium	High	High
Cost	Medium	High	High	Low
Stiffness	High	High	High	Low
Work volume	Medium	Medium	Low	High
Setup time	Low	High	Medium	Medium
Number of programming options	Low	Medium	High	High
Capacity to produce complex welds	Low	Medium	High	High
Control type	Motion	Motion/force	Motion	Motion

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η έρευνα στρέφεται προς την υλοποίηση της κατεργασίας από ρομπότ για λόγους ευκολότερης μετακίνησης (mobility) έναντι των σταθερών εργαλειομηχανών. Στις δύο τελευταίες στήλες του Πίνακα, που αφορούν τα ρομπότ κλειστής και ανοιχτής αλυσίδας, φαίνεται ότι τα παράλληλα ρομπότ υστερούν έναντι των αρθρωτών στον χώρο εργασίας (work volume) και στο κόστος ανάπτυξης, ενώ υπερτερούν στη στιβαρότητά τους. Η ανάγκη στιβαρότητας για τη συγκεκριμένη κατεργασία, όπως θα φανεί ποσοτικά και παρακάτω, είναι εξαιρετικά σημαντική, ενώ για τον χώρο εργασίας μπορούν να αναπτυχθούν υβριδικές

διατάξεις δεδομένου ότι στη συγκεκριμένη κατεργασία απαιτείται μεγάλη διαδρομή σε έναν μόνο άξονα (τον διαμήκη άξονα της ραφής) και όχι τόσο στους υπόλοιπους.

Γενικεύοντας σε όλες τις πιθανές περιπτώσεις υλικών και διαμορφώσεων προς συγκόλληση οι απαιτήσεις [18], [19] που θα πρέπει να ικανοποιούνται παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.2. Παρατηρείται ότι η ισχύς της μηχανής θα πρέπει να καλύπτει τα 4 kW (= 80Nm · 3000rpm), η γωνία εργασίας κυμαίνεται μεταξύ 0–5° και τα αναπτυσσόμενα φορτία φτάνουν μέχρι 30 kN και 20 kN για την αξονική και την πλευρική φόρτιση αντίστοιχα. Οι φορτίσεις αυτές είναι πράγματι εξαιρετικά μεγάλες.

Πίνακας 2.2: Απαιτήσεις εξοπλισμού για FSW [20]

Machines selection for FSW should consider:

Parameter	Specified Range
Spindle speed range	0 - 3000 rpm
Z axis traverse speed	0 - 1500 mm/min
X axis traverse speed	0 - 3000 mm/min
Z axis travel	500 mm
Z axis max workpiece size	750 mm
X axis travel	2000 mm
Y axis travel	2000 mm
Spindle tilt angle	0 - 5°
Z axis load	0 - 30 kN
X axis load	0 - 20 kN
Spindle torque	0 - 80 N-m

- the workpiece size,
- the volume production,
- forces involved in the FSW,
- system stiffness,
- accuracy capability,
- sensing capability,
- decision-making capability,
- flexibility capability.

Οι παραπάνω φορτίσεις επαληθεύονται και στον Πίνακα 2.3 για διάφορα πάχη και υλικά συγκολλήσεων, όπου φαίνεται η μεγαλύτερη φόρτιση να εμφανίζεται σε περιπτώσεις συγκόλλησης ανοξείδωτου χάλυβα. Το τελευταίο δεν κάνει εντύπωση καθώς είναι γνωστό από τη βιομηχανία ότι ο ανοξείδωτος χάλυβας αποτελεί ένα από τα δυσκολότερα προς κατεργασία υλικά.

Πίνακας 2.3: Αξονική δύναμη FSW για διάφορα υλικά και πάχη συγκόλλησης [9]

Material	Thickness [mm]	Axial Force [kN]
AISI 409M	4	24
AA2195-T6	6.35	13.8
AA6061-T6	6.35	12.5
AA7075-T6	5	8
ACD12	4	6.9
C11000	3.1	7
Cu-DHP R240	1	7
AZ31B	6	3
AZ61A	6	5
High nitrogen austenitic steel	2.4	20
AA6082-T6/AA7075-T6	8	12
AA5083-H111/Cu-DHP R240	1	7
Cu/cuZn30	3	5.5
Al-4.5%Cu-10%TiC	5	6
AA2124-SiC	15	8.5
AA6061/0-10 wt.% ZrB ₂	6	6
AA7005/10 vol.% Al ₂ O ₃ particles	7	12
AA6061-T6/AlN _p	6	3-7
ABS	6	2

Ωστόσο, για την περίπτωση κραμάτων αλουμινίου και πολυμερών οι απαιτήσεις φορτίου είναι σημαντικά χαμηλότερες [12]:

- F_z : 1 ~ 15kN
- F_y : < 0 ~ 1kN
- P_{in} : 1.5 ~ 4kW
- F_x : 0.2 ~ 2kN

Σε ό,τι αφορά την επιθυμητή ακρίβεια έχει γίνει προσπάθεια πειραματικά προσδιορισμού των αποκλίσεων εκείνων που οδηγούν σε μη ποιοτική συγκόλληση. Τα αποτελέσματα αυτά από δύο διαφορετικές μελέτες φαίνεται να συμφωνούν μεταξύ τους και παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.4 και στο Διάγραμμα 2.3.

Πίνακας 2.4: Προσδιορισμός μη αποδεκτών παραμέτρων συγκόλλησης [21]

A - Tool position problem: the tool is not anymore centered on the seam (lateral offset)

δy (mm)	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6
Defect	IP	IP	IP	IP	OK	OK	OK	OK	OK	IP	IP	IP	IP

IP: Incomplete Penetration, OK: Sound weld

B - Tool orientation problem: the tool does not have the right tilt angle

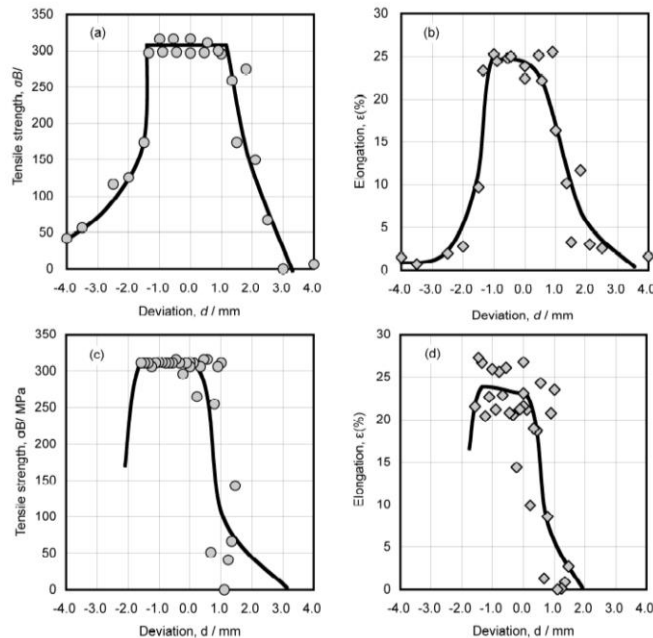
ϕ (°)	0.5	1.5	2.5	3.5	4.5
Defect	EP	OK	OK	OK	IP

EP: Excessive Penetration, IP: Incomplete Penetration

C - Tool orientation problem: the tool has a side tilt angle (ψ)

ψ (°)	-8	-6	-4	-2	0	2	4	6	8
Defect	T	T	T	OK	OK	OK	T	T	T

T: Work piece thickness thinning, OK: Sound weld



Διάγραμμα 2.3: Επίδραση απόκλισης εργαλείου από την ονομαστική διαδρομή στις μηχανικές ιδιότητες της ραφής [22]

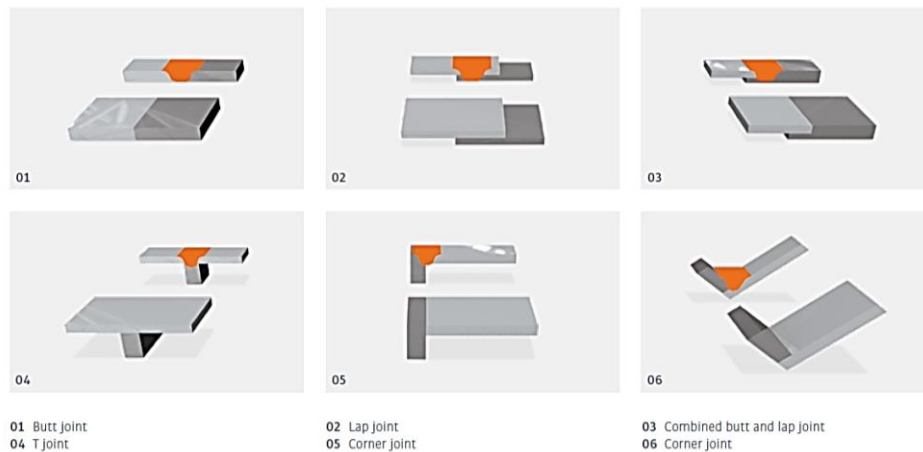
Από τα παραπάνω προκύπτει λοιπόν ότι οι μέγιστες αποκλίσεις από τα ονομαστικά μεγέθη μπορούν να είναι:

- Απόκλιση θέσης: $\pm 1mm$
- Απόκλιση γωνίας διαδρομής: $\pm 1^\circ$
- Απόκλιση γωνίας εργασίας: $\pm 2^\circ$

Τέλος, στο Παράρτημα A: **Αναλυτικός πίνακας εργαλείων και παραμέτρων ανά υλικό** παρατίθεται αναλυτικός πίνακας παραμέτρων και διαστάσεων εργαλείων για διάφορες περιπτώσεις υλικών προς συγκόλληση [23].

3. Κινηματική ανάλυση διάταξης TAU – 3-2-1

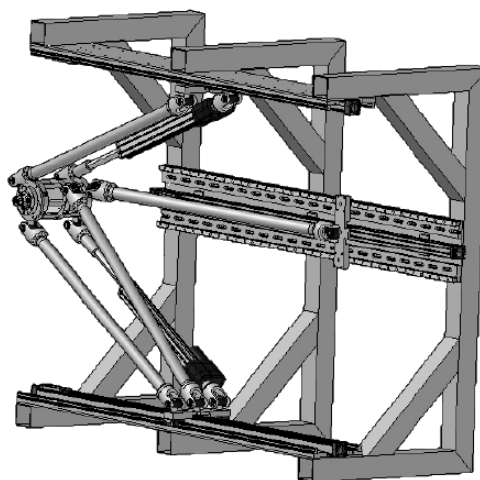
Η μελετούμενη διάταξη μπορεί να υλοποιηθεί με δύο βασικούς εναλλακτικούς τρόπους όπως παρουσιάστηκαν στην *Εικόνα 1.4*. Στην πρώτη περίπτωση γίνεται χρήση γραμμικών επενεργητών ενώ στη δεύτερη περιστροφικών και το τελικό σημείο δράσης – στο εξής ΤΣΔ – μπορεί να κινηθεί με 3 βαθμούς ελευθερίας στον χώρο. Δηλαδή μπορεί να φτάσει σε οποιοδήποτε σημείο του χώρου που ανήκει στον χώρο εργασίας του ρομπότ, όμως ο προσανατολισμός του είναι προκαθορισμένος. Οι τύποι συγκόλλησης που ενδιαφέρουν είναι αυτοί της *Εικόνα 3.1* έναντι της *Εικόνα 2.4* όπου υπάρχει και η περιμετρική συγκόλληση κυλινδρικών τεμαχίων.



Εικόνα 3.1: Δυνατοί τύποι συγκόλλησης με χρήση ρομπότ [2]

Λαμβάνοντας τα παραπάνω υπόψη είναι σαφές πως η διάταξη T με περιστροφική επενέργηση δεν εξυπηρετεί τις επιθυμητές συγκολλήσεις. Επιπλέον αυτών, η διάταξη T με γραμμική επενέργηση υπερτερεί και για τα παρακάτω:

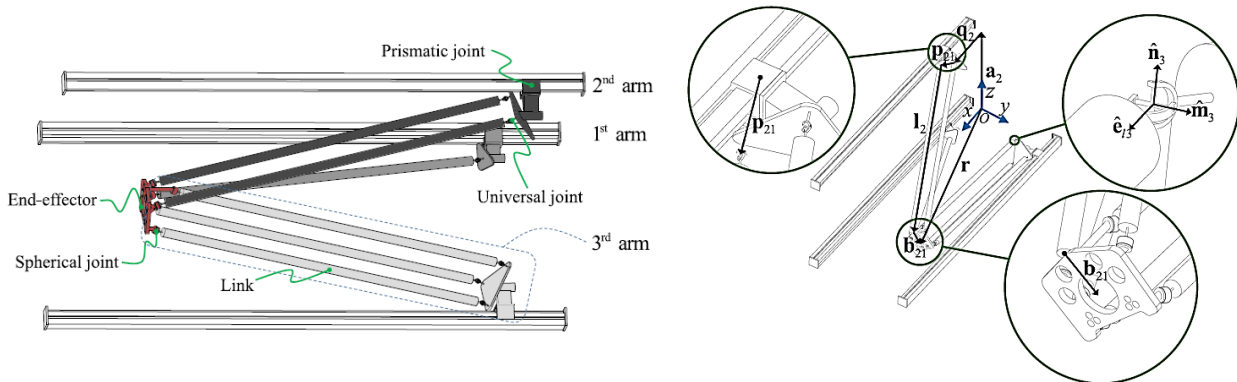
- Είναι ευκολότερα υλοποιήσιμη από κατασκευαστικής άποψης
- Υπάρχει κατανομή των φορτίων στις βάσεις της διάταξης και αναμένεται μεγαλύτερη συνολική στιβαρότητα
- Έχει γνωστή κινηματική [1] ευκολότερα επιλύσιμη έναντι της επίσης γνωστής [6] κινηματικής του περιστροφικού T η οποία εμπλέκει μητρώα περιστροφής
- Έχει ήδη προταθεί και αναπτυχθεί αναλυτικό μοντέλο για την κινηματική του γραμμικού T με 5 βαθμούς ελευθερίας [24], που όπως αναφέρθηκε είναι απαραίτητοι για τη διόρθωση των γωνιών εργασίας και διαδρομής κατά τη συγκόλληση



Εικόνα 3.2: 5 Β.Ε. διάταξη T γραμμικής επενέργησης [24]

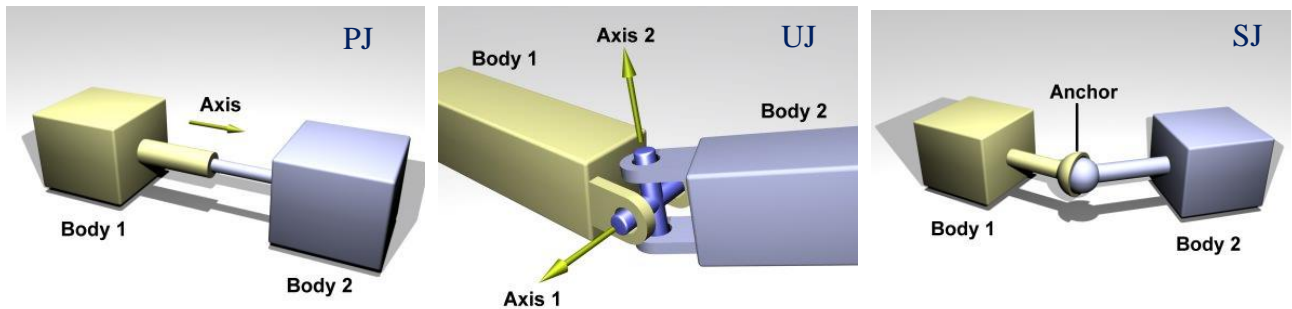
3.1 Ευθύ και ανάστροφο κινηματικό μοντέλο

Διάφορες θεωρίες έχουν αναπτυχθεί για την κινηματική ανάλυση μηχανισμών [25] και η επιλογή της κατάλληλης εξαρτάται από την εκάστοτε εφαρμογή. Στην *Εικόνα 3.3* παρουσιάζεται σχηματικά η διάταξη T 3-B.E. και σημειώνονται οι σύνδεσμοι, οι αρθρώσεις και οι τύποι τους όπως επίσης παρουσιάζονται σε μορφή διανυσμάτων τα μεγέθη που χαρακτηρίζουν την κινηματική της.



Εικόνα 3.3: Διάταξη T 3-B.E. γραμμικής επενέργησης και διανυσματική ανάλυση [1]

Η διάταξη αποτελείται από 3 επιμέρους κινηματικές αλυσίδες με την πρώτη να διαθέτει έναν σύνδεσμο, τη δεύτερη δύο παράλληλους και την τρίτη τρεις επίσης παράλληλους μεταξύ τους. Κάθε σύνδεσμος συνδέεται μέσω ομοκινητικής άρθρωσης (Universal Joint) – στο εξής UJ – με την βάση της αλυσίδας ενώ με το τελικό πλαίσιο που αποτελεί και το ΤΣΔ συνδέεται μέσω σφαιρικής άρθρωσης (Spherical Joint) – στο εξής SJ. Η βάση κάθε αλυσίδας συνδέεται μέσω πρισματικής άρθρωσης (Prismatic Joint) – στο εξής PJ – με έναν γραμμικό οδηγό. Η επενέργηση γίνεται σε κάθε μία από τις τρεις PJ επί των γραμμικών οδηγών. Οι τρεις αυτοί βαθμοί ελευθερίας που αποτελούν τις μεταβλητές ελέγχου του συστήματος συμβολίζονται ως $q_i, i=1,2,3$. Υπενθυμίζεται ότι η UJ προσφέρει 2 περιστροφικούς βαθμούς ελευθερίας, η SJ 3 περιστροφικούς ενώ η PJ 1 μεταφορικό.



Εικόνα 3.4: Χρησιμοποιούμενες αρθρώσεις [26]

Το παγκόσμιο σύστημα συντεταγμένων τοποθετείται στην αρχή του 1^{ου} γραμμικού οδηγού έτσι ώστε ο παγκόσμιος άξονας \hat{x} να είναι παράλληλος στους 3 γραμμικούς οδηγούς και κατά συνέπεια στις 3 μεταβλητές ελέγχου και επιπλέον οι τελευταίες να λαμβάνουν μόνο θετική τιμή. Η σύμβαση αυτή βοηθά στην απλοποίηση των κινηματικών εξισώσεων. Το ΤΣΔ τοποθετείται επί του τελικού πλαισίου όπου και καταλήγουν οι 3 επιμέρους κινηματικές αλυσίδες και αποτελεί το σημείο αναφοράς (Reference Point).

Θεωρώντας ότι το ΤΣΔ περιγράφεται ως προς το παγκόσμιο σύστημα συντεταγμένων από το διάνυσμα θέσης \vec{r} τότε αυτό μπορεί να περιγραφεί από το διανυσματικό άθροισμα

$$\vec{r} = \vec{a}_i + \vec{q}_i + \vec{p}_{ij} + \vec{l}_i + \vec{b}_{ij}, \quad i=1,2,3 \quad j=1,\dots,i \quad (3.1)$$

όπου

\vec{a}_i : το διάνυσμα θέσης της αρχής του γραμμικού οδηγού i

\vec{q}_i : ο γραμμικός βαθμός ελευθερίας i

\vec{p}_{ij} : το διάνυσμα με αρχή το τέλος της \vec{q}_i και τέλος την αρχή του συνδέσμου \vec{l}_{ij}

\vec{l}_{ij} : το διάνυσμα κατά μήκος του αντίστοιχου συνδέσμου και

\vec{b}_{ij} : το διάνυσμα από το τέλος του συνδέσμου \vec{l}_{ij} μέχρι το ΤΣΔ

Λόγω της ιδιαίτερης διαμόρφωσης της διάταξης T ισχύει για κάθε σύνδεσμο i ότι τα αθροίσματα $\vec{p}_{ij} + \vec{b}_{ij}$ είναι ισοδύναμα μεταξύ τους $\forall j$. Έτσι, όλοι οι σταθεροί και κατά τα άλλα γνωστοί όροι μαζεύονται στο διάνυσμα

$$\vec{\Gamma}_i = \vec{a}_i + \vec{p}_{ij} + \vec{b}_{ij} \quad (3.2)$$

Λαμβάνοντας υπόψη την τοποθεσία και τον προσανατολισμό του παγκόσμιου ΣΣ η (3.1) γίνεται

$$\begin{bmatrix} q_i \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l_{ix} \\ l_{iy} \\ l_{iz} \end{bmatrix} = \vec{\lambda}_i = \begin{bmatrix} \lambda_{ix} \\ \lambda_{iy} \\ \lambda_{iz} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

όπου $\vec{l}_i = \{l_{ix} \quad l_{iy} \quad l_{iz}\}^T$ και

$$\vec{\lambda}_i = \vec{r}_i - \vec{\Gamma}_i \quad (3.4)$$

Δεδομένου ότι κάθε σύνδεσμος είναι σταθερού μήκους και μεταβάλλεται μόνο ο προσανατολισμός του ισχύει

$$\|\vec{l}_i\| = l_i = \sqrt{l_{ix}^2 + l_{iy}^2 + l_{iz}^2} \quad (3.5)$$

Αντικαθιστώντας την (3.5) στην (3.3) η θέση κάθε γραμμικής βάσης γνωρίζοντας τη θέση \vec{r} του ΤΣΔ (ανάστροφο κινηματικό μοντέλο) βρίσκεται από την

$$q_i = \lambda_{ix} \pm \sqrt{l_i^2 - \lambda_{iy}^2 - \lambda_{iz}^2} \quad (3.6)$$

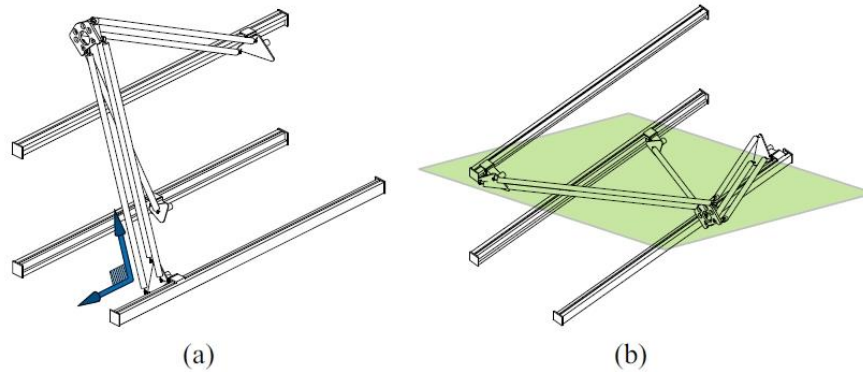
ενώ η ακριβής θέση κάθε συνδέσμου βρίσκεται από την

$$\vec{l}_i = \left\{ \pm \sqrt{l_i^2 - \lambda_{iy}^2 - \lambda_{iz}^2} \quad \lambda_{iy} \quad \lambda_{iz} \right\}^T \quad (3.7)$$

Επομένως υπάρχουν $2^3 = 8$ λύσεις (2 για κάθε σύνδεσμο) για το ανάστροφο κινηματικό μοντέλο και ανάλογα με τους κατασκευαστικούς περιορισμούς κάποιες από αυτές μπορεί να μην είναι υλοποιήσιμες.

Είναι προφανές πως για το ευθύ κινηματικό μοντέλο γίνεται χρήση των ίδιων εξισώσεων όπου πλέον ενδιαφέρει η εύρεση του \vec{r} . Με χρήση των (3.1) και (3.5) απαιτείται η επίλυση ενός συστήματος 12x12. Φαίνεται λοιπόν ότι ακόμη και για το ευθύ κινηματικό μοντέλο η εύρεση της θέσης του ΤΣΔ δεν είναι άμεση και είναι υπολογιστικά ακριβή.

Αξιοποιώντας την παραπάνω διανυσματική προσέγγιση της διάταξης βρίσκεται και η κινηματική του συστήματος καθώς και οι ιδιόμορφες διατάξεις [1]. Ποιοτικά οι ιδιομορφίες παρουσιάζονται είτε όταν οι σύνδεσμοι της 3^{ης} αλυσίδας είναι κάθετοι ως προς τον άξονα κίνησης \hat{x} (περίπτωση (a)) είτε όταν όλοι οι σύνδεσμοι είναι παράλληλοι ως προς κάποιο επίπεδο (περίπτωση (b)). Σχηματικά παρουσιάζονται στην Εικόνα 3.5. Επιπλέον αυτών, είναι δυνατή και η εξαγωγή δυναμικού μοντέλου μέσω της Newton – Euler προσέγγισης, γεγονός ιδιαίτερα σημαντικό αφού ο έλεγχος δύναμης για την κατεργασία FSW είναι απαραίτητος.



Εικόνα 3.5: Ιδιόμορφες διατάξεις ρομποτικού χειριστή T [1]

3.2 Εύρεση χώρου εργασίας

Προκειμένου να ευρεθεί ο χώρος εργασίας είναι επιθυμητή εν γένει η εύρεση μίας αναλυτικής έκφρασης $W = f(q_i)$ που αντιστοιχεί τις μεταβλητές εισόδου q_i στο ΤΣΔ στο καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων.

Στην περίπτωση του ρομποτικού χειριστή T ωστόσο, δεν μπορεί να υπάρξει αναλυτική έκφραση τέτοιας μορφής αφού το ευθύ κινηματικό πρόβλημα λύνεται από την επίλυση συστήματος 12×12 . Επομένως, επιλέγεται η χαρτογράφηση του χώρου εργασίας να γίνει μέσω αριθμητικής μεθόδου, κάτι που εν γένει αποτελεί πάγια τακτική σε τέτοιες περιπτώσεις [27], [28], [29], και για τη συγκεκριμένη περίπτωση μέσω αλγορίθμου επίλυσης του εν λόγω συστήματος για επαρκές πλήθος σημείων εισόδου.

Το γεγονός ότι δεν μπορεί να διατυπωθεί μία αναλυτική έκφραση γεννά μία σειρά επιπλέον προβλημάτων: Η αριθμητική προσέγγιση μέσω επίλυσης του συστήματος 12×12 για πλήθος σημείων απαιτεί την απόδοση αριθμητικών τιμών στα εμπλεκόμενα γεωμετρικά (σταθερά) μεγέθη. Επιπλέον, δεν μπορούν να εκφραστούν με αναλυτικό τρόπο οι γεωμετρικοί περιορισμοί που υφίστανται προκειμένου η διάταξη να είναι υλοποιήσιμη και οι επιμέρους σύνδεσμοι να μπορούν πράγματι να δημιουργήσουν μία κλειστή αλυσίδα στον χώρο.

Λόγω των παραπάνω η απόδοση πραγματικών αριθμητικών τιμών στις γεωμετρικές παραμέτρους του χειριστή είναι αναπόφευκτη. Τίθεται έτσι το ερώτημα για το ποιες θα πρέπει να είναι αυτές προκειμένου αφενός να μην παραβιάζονται οι γεωμετρικοί περιορισμοί και αφετέρου ο χώρος εργασίας που θα προκύψει να είναι πράγματι αντιπροσωπευτικός των δυνατοτήτων του χειριστή με την έννοια ότι η σχεδίασή του – και άρα οι επιλεγμένες παράμετροι – δεν υπονομεύει την κινητικότητα και την ευελιξία του. Όλα τα παραπάνω συνδυάζονται επιπροσθέτως με την έλλειψη εμπειρίας στον σχεδιασμό τέτοιων χειριστών, αφού δεν έχουν χρησιμοποιηθεί στην αγορά μέχρι στιγμής, και επομένως η χρήση εμπειρικών τιμών δεν αποτελεί λύση.

Για την αντιμετώπιση των παραπάνω και τελικά την εύρεση του χώρου εργασίας ακολουθούνται δύο βασικά βήματα:

- 1) Αδιαστατοποίηση των εξισώσεων
- 2) Βελτιστοποίηση αδιάστατων παραμέτρων με κριτήριο την αύξηση του χώρου εργασίας

Αδιαστατοποίηση των εξισώσεων

Δεδομένου ότι πρωτίστως ενδιαφέρει η μορφή του χώρου εργασίας και όχι η κλίμακα μεγέθους του χειριστή, η αδιαστατοποίηση των εξισώσεων και η εύρεση του αδιαστατοποιημένου χώρου εργασίας αποτελεί την πιο γενικευμένη και ταυτόχρονα αξιόπιστη προσέγγιση του ζητήματος.

Διατηρώντας τη διανυσματική ανάλυση της προηγούμενης ενότητας γίνεται αναδιατύπωση του βασικού συστήματος προς επίλυση ως εξής

$$\left\{ \begin{array}{l} R_x = G_{ix} + L_{ix} + Q_i \\ R_y = G_{iy} + L_{iy} \\ R_z = G_{iz} + L_{iz} \end{array} \right\}, i = 1, 2, 3 \quad (3.8)$$

και

$$L_{ix}^2 + L_{iy}^2 + L_{iz}^2 = L_i^2, i = 1, 2, 3 \quad (3.9)$$

όπου

$\vec{R} = \{R_x \ R_y \ R_z\}^T$ το διάνυσμα θέσης του ΤΣΔ,

$\vec{G}_i = \{G_{ix} \ G_{iy} \ G_{iz}\}^T$ το διάνυσμα γεωμετρικών παραμέτρων όπως παρουσιάστηκε στην (3.2),

$\vec{L}_i = \{L_{ix} \ L_{iy} \ L_{iz}\}^T$ το διάνυσμα κάθε συνδέσμου i και

Q_i οι μεταβλητές ελέγχου – β.ε. του χειριστή.

Μέχρι στιγμής δεν υπάρχει τίποτα διαφορετικό πέρα από τον συμβολισμό των μεταβλητών με κεφαλαίο γράμμα. Στο σύστημα των (3.8) και (3.9) οι άγνωστοι προς επίλυση είναι οι $R_x, R_y, R_z, L_{ix}, L_{iy}$ και L_{iz} , $i=1,2,3$.

Ορίζεται ότι

$$Q_i \in [0, Q] \quad (3.10)$$

όπου

Q η μέγιστη διαδρομή (κοινή) για τους 3 β.ε.

Οι νέες αδιάστατες μεταβλητές ορίζονται ως

$$\begin{aligned} r_x &= \frac{R_x}{Q}, g_{ix} = \frac{G_{ix}}{Q}, l_{ix} = \frac{L_{ix}}{Q} \\ r_y &= \frac{R_y}{Q}, g_{iy} = \frac{G_{iy}}{Q}, l_{iy} = \frac{L_{iy}}{Q} \\ r_z &= \frac{R_z}{Q}, g_{iz} = \frac{G_{iz}}{Q}, l_{iz} = \frac{L_{iz}}{Q} \end{aligned} \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.11)$$

και

$$q_i = \frac{Q_i}{Q}, q_i \in [0, 1], i = 1, 2, 3 \quad (3.12)$$

Διαιρώντας την (3.8) με Q και την (3.9) με Q^2 προκύπτει το αδιάστατο πλέον σύστημα

$$\left\{ \begin{array}{l} r_x = g_{ix} + l_{ix} + q_i \\ r_y = g_{iy} + l_{iy} \\ r_z = g_{iz} + l_{iz} \end{array} \right\}, i = 1, 2, 3 \quad (3.13)$$

και

$$\begin{aligned} \frac{L_{ix}^2}{Q^2} + \frac{L_{iy}^2}{Q^2} + \frac{L_{iz}^2}{Q^2} &= \frac{L_i^2}{Q^2} \Rightarrow \\ \frac{L_{ix}^2}{Q^2} + \frac{L_{iy}^2}{Q^2} + \frac{L_{iz}^2}{Q^2} &= c_i, i = 1, 2, 3 \end{aligned} \quad (3.14)$$

όπου έχει ορισθεί επιπλέον η σταθερή παράμετρος

$$c_{is} = \sqrt{c_i} = \frac{|L_i|}{Q} \quad (3.15)$$

Αντίστοιχα για τις γεωμετρικές παραμέτρους η αδιαστατοποίηση δίνει

$$\frac{G_{ix}^2}{Q^2} + \frac{G_{iy}^2}{Q^2} + \frac{G_{iz}^2}{Q^2} = \frac{G_i^2}{Q^2} \Rightarrow$$

$$\frac{G_{ix}^2}{Q^2} + \frac{G_{iy}^2}{Q^2} + \frac{G_{iz}^2}{Q^2} = k_i, \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.16)$$

όπου αντίστοιχα έχει εισαχθεί η σταθερή παράμετρος

$$k_{is} = \sqrt{k_i} = \frac{|G_i|}{Q} \quad (3.17)$$

Για λόγους συσχέτισης ορίζεται ένας επιπλέον αδιάστατος συντελεστής αναλογίας μεγέθους, ρόλος του οποίου είναι η ποσοτικοποίηση της αναλογίας του μεγέθους των βραχιόνων έναντι των λοιπών κατασκευαστικών μεγεθών. Ο συντελεστής αυτός ορίζεται ως

$$m_i = \frac{c_{is}}{k_{is}} \quad (3.18)$$

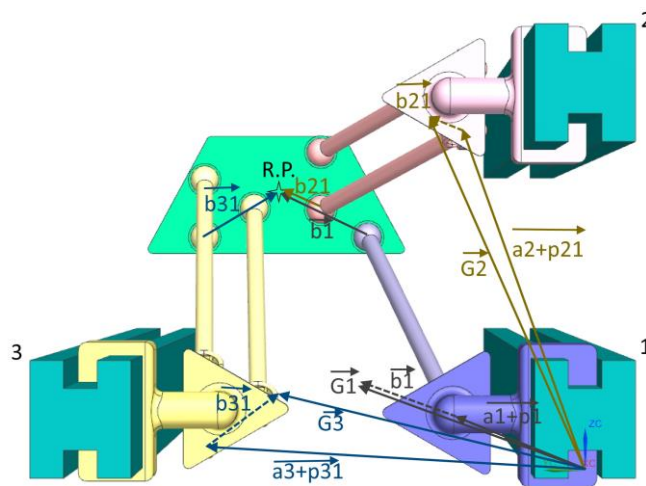
Είναι σημαντικό στο σημείο αυτό να αποφηγηστούν τα εξής:

- Κάθε διάνυσμα \vec{L}_i έχει σταθερό μήκος, όπως υποδηλώνει και η (3.9), και μεταβλητό και εν γένει άγνωστο προσανατολισμό
- Κάθε διάνυσμα \vec{G}_i έχει σταθερό μήκος και σταθερό και γνωστό προσανατολισμό. Επομένως αν εισαχθεί το μοναδιαίο \hat{G}_i ισχύει

$$\vec{G}_i = \hat{G}_i \|\vec{G}_i\| \text{ με } \hat{G}_i = \{\hat{G}_{ix}, \hat{G}_{iy}, \hat{G}_{iz}\}^T \Rightarrow$$

$$g_{ix} = \frac{\hat{G}_{ix} \|\vec{G}_i\|}{Q} = \hat{G}_{ix} k_{is}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.19)$$

Για χάρην απλοποίησης και μείωση του αριθμού των παραμέτρων προς βελτιστοποίηση γίνεται η εξής παρατήρηση: Στην Εικόνα 3.6 σημειώνονται τα εμπλεκόμενα διανύσματα που περιγράφουν τη σταθερή γεωμετρία της διάταξης. Από τον ορισμό της (3.2) ισχύει $\vec{G}_i = \vec{a}_i + \vec{p}_{ij} + \vec{b}_{ij}$. Με διακεκομμένη γραμμή σημειώνεται το μεταφερόμενο διάνυσμα \vec{b}_{ij} προκειμένου να διαμορφωθεί το \vec{G}_i .

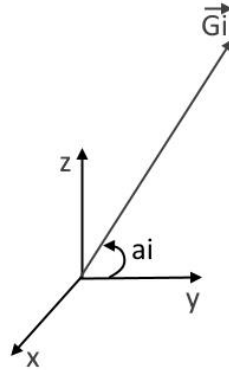


Εικόνα 3.6: Σταθερά διανύσματα γεωμετρίας χειριστή (πίσω όψη)

Με κατάλληλο ορισμό του παγκόσμιου συστήματος συντεταγμένων και λαμβάνοντας υπόψη τις υπόλοιπες διαστάσεις του προβλήματος η συνιστώσα \vec{G}_{ix} (κάθετη στην Εικόνα 3.6) είναι μικρής συνεισφοράς στο υπόλοιπο διάνυσμα και μπορεί να αμεληθεί. Επομένως για τον προσανατολισμό θεωρείται ότι

$$\hat{G}_i = \{0, \cos(a_i), \cos(a_i - 90^\circ)\}^T \quad (3.20)$$

σύμφωνα και με την Εικόνα 3.7



Εικόνα 3.7: Ορισμός διανύσματος \vec{G}_i

Τέλος, για λόγους σύμβασης με την αρίθμηση των συνδέσμων θεωρείται ότι το \vec{G}_1 βρίσκεται μεταξύ των \vec{G}_2, \vec{G}_3 όπως και στην Εικόνα 3.6.

Βελτιστοποίηση αδιάστατων παραμέτρων

Η αδιαστατοποίηση των παραμέτρων αποτελεί την εύκολη λύση προκειμένου το αποτέλεσμα να είναι γενικευμένο και να μπορεί να γίνει ανά πάσα στιγμή αναγωγή στις εκάστοτε διαστάσεις του βραχίονα. Ωστόσο, ακόμη και σε αυτή τη μορφή το σύστημα προκειμένου να επιλυθεί αριθμητικά πρέπει να αποδοθούν πραγματικές τιμές στις σταθερές του. Η εκλογή αυτών επιλέγεται να μη γίνει αυθαίρετα και τυχαία καθώς κάτι τέτοιο μπορεί να οδηγήσει σε μία σειρά νέων προβλημάτων και αδιεξόδων ή μη κατατοπιστικά αποτελέσματα.

Δεδομένου ότι το αδύναμο σημείο των κλειστών αλυσίδων είναι ο περιορισμένος χώρος εργασίας έναντι των ανοικτών, επιλέγεται να γίνει βελτιστοποίηση των σταθερών αδιάστατων παραμέτρων με κριτήριο τη μεγιστοποίηση του χώρου εργασίας. Η ιδέα αυτή δεν αποτελεί καινοτομία καθώς προσπάθεια βελτιστοποίησης του χώρου εργασίας έχει ήδη γίνει [30],[31]. Η βελτιστοποίηση αυτή γίνεται με τη χρήση γενετικού αλγορίθμου όπως υλοποιείται από την εργαλειοθήκη βελτιστοποίησης (*Optimization Toolbox*) στο περιβάλλον MatLab.

Το διάνυσμα προς βελτιστοποίηση ορίζεται το

$$\vec{x} = \{a_1, a_2, a_3, m_1, m_2, m_3, c_{1s}, c_{2s}, c_{3s}\}^T \quad (3.21)$$

άνω όρια του οποίου τίθενται

$$u\vec{b} = \{85^\circ, 85^\circ, 85^\circ, 100, 100, 100, 2, 2, 2\}^T \quad (3.22)$$

και κάτω

$$l\vec{b} = \{-85^\circ, -85^\circ, -85^\circ, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1\}^T \quad (3.23)$$

Επιπλέον τίθεται ο περιορισμός της αρίθμησης των γεωμετρικών \vec{G}_i

$$a_3 \leq a_1 \leq a_2 \quad (3.24)$$

Η αντικειμενική συνάρτηση ορίζεται έτσι ώστε να αφορά την *ελαχιστοποίηση του ποσοστού των μη προσπελάσιμων σημείων*. Επειδή μέχρι την εύρεση της βέλτιστης λύσης πρέπει να δοκιμασθεί επαρκές πλήθος διανυσμάτων (3.21) και αυτό με τη σειρά του προϋποθέτει την επίλυση του 12 x 12 συστήματος σε επαρκές πλήθος σημείων q_i , διαδικασία εξαιρετικά χρονοβόρα, επιλέγεται αντί για την εύρεση κάθε χώρου εργασίας

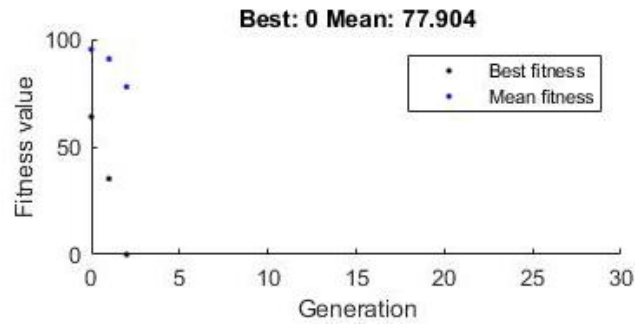
και τη σύγκριση αυτών, να υπολογίζεται κάποιο άλλο αντιπροσωπευτικό μέγεθος που να απαιτεί λιγότερους υπολογισμούς. Ενδεικτικά αναφέρεται πως ο υπολογισμός του χώρου εργασίας με πλέγμα επαρκώς πυκνό απαιτεί υπολογισμούς ~24 ωρών. Επομένως, στην αντικειμενική συνάρτηση του προβλήματος βελτιστοποίησης προτιμήθηκε να γίνει χρήση αφενός αδρού πλέγματος και αφετέρου όχι σε όλο το εύρος λύσεων $[0,1]$. Ανταυτού λύσεις αναζητήθηκαν γύρω από τον πυρήνα των σημείων – συγκεκριμένα για τιμές $q_i \in [0.3,0.7]$. Η επιλογή των ορίων αυτών ως τα ανώτερα και κατώτερα έγινε διαισθητικά και αφού πρωτύτερα είχαν δοκιμαστεί διάφορες γεωμετρίες στο περιβάλλον Siemens NX και η κινηματική τους συμπεριφορά. Αυτό που παρατηρήθηκε είναι ότι είναι μάλλον αδύνατο να υπάρξουν λύσεις της γεωμετρίας για $q_1 = q_2 = q_3 = 0$ όπως αντίστοιχα και για $q_1 = q_2 = q_3 = 1$, καθώς και για τις κοντινές αυτές περιοχές. Αντίθετα, στους συνδυασμούς γύρω από τη μεσαία περιοχή των τιμών παρατηρούνταν οι περισσότερες δυνατές λύσεις. Το γεγονός αυτό επαληθεύεται και από τη μορφή του χώρου εργασίας που προκύπτει στο τέλος της ενότητας. Ενώ λοιπόν ο περιορισμός των σημείων αναζήτησης για λόγους υπολογιστικού κόστους ήταν αναπόφευκτος, κάτι που προφανώς σημαίνει και ενδεχόμενη μείωση της ακρίβειας των αποτελεσμάτων, ο καλύτερος τρόπος αναζήτησης με την έννοια της μικρότερης απόκλισης από τα πραγματικά αποτελέσματα κρίθηκε ότι είναι ο περιορισμός σε περιοχή περί το 0.5, το μέγεθος της οποίας εξαρτάται και πάλι από τον απαιτούμενο υπολογιστικό χρόνο.

Τέλος, ως το μονοβάθμιο μέγεθος προς ελαχιστοποίηση αντί να μετράται το διαμορφούμενο χωρίο επιλέχθηκε να μετράται το ποσοστό των *μη αποδεκτών* λύσεων – άρα και των *μη προσπελάσιμων* σημείων – με χρήση ενός απλού καταμετρητή, και αυτό διότι η εκτίμηση χωρίου με χρήση αδρού πλέγματος μπορεί να οδηγήσει σε σοβαρά αριθμητικά λάθη. Κατά συνέπεια ελαχιστοποίηση του ποσοστού αυτού συνεπάγεται και περισσότερα προσπελάσιμα σημεία άρα εν δυνάμει και μεγαλύτερο χώρο εργασίας.

Ο κώδικας που υλοποιεί την αντικειμενική συνάρτηση του προβλήματος παρατίθεται στο *Παράρτημα Β: Κώδικες MatLab*, όπως επίσης και ο κώδικας χάραξης του τελικού χώρου εργασίας. Αξίζει να διευκρινιστούν τα εξής σχετικά με την απόρριψη λύσεων (σειρές 75-85):

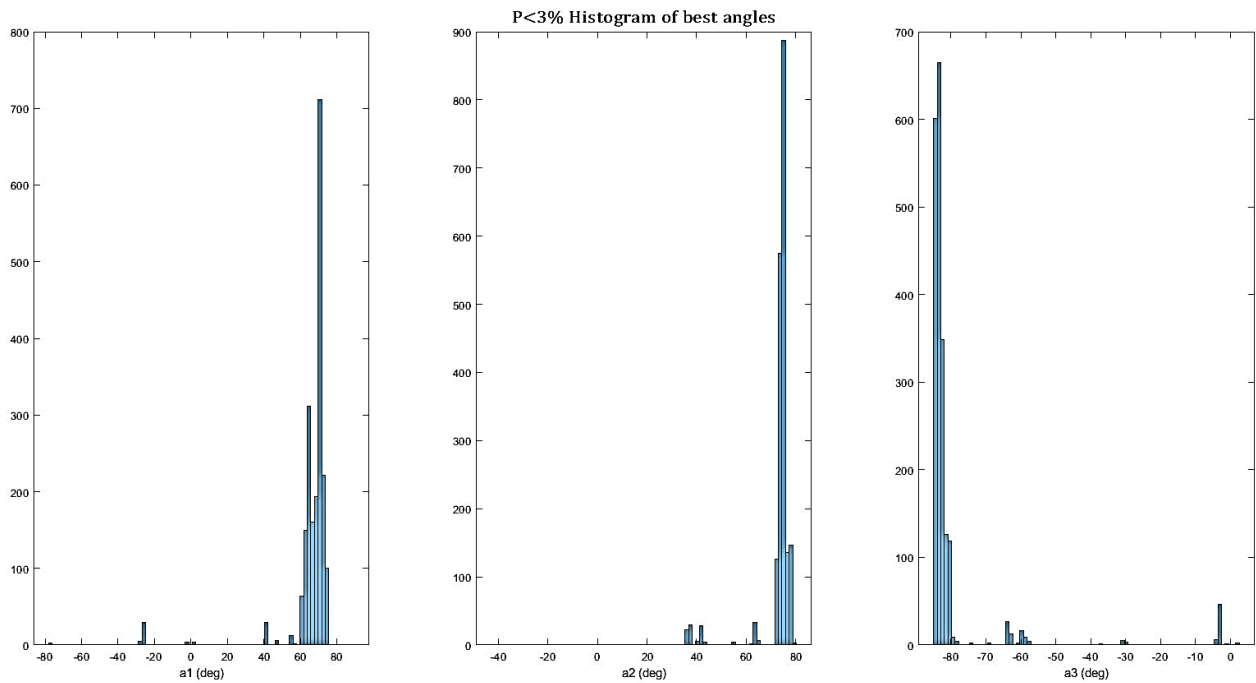
- Το σύστημα δίνει πάντοτε δύο λύσεις, για αυτό και υπάρχουν δύο συνθήκες προς εξέταση (*sol1,sol2*)
- Ο καταμετρητής αυξάνεται όταν και οι δύο συνθήκες είναι αληθείς, δηλαδή και οι δύο λύσεις αντιστοιχούν σε μη προσπελάσιμο σημείο
- Η μιγαδική λύση δεν αποτελεί φυσική λύση και πρέπει να απορρίπτεται. Αυτό εκφράζεται στην πρώτη παρένθεση κάθε συνθήκης, με λόγια *έστω και μία από τις συνιστώσες των λύσεων αποτελείται από μη μηδενικό φανταστικό μέρος*
- Ο πραγματικός χώρος εργασίας δεν περιλαμβάνει τα σημεία που οδηγούν σε σύγκρουση των επιμέρους συνδέσμων. Ωστόσο, κάτι τέτοιο είναι εξαιρετικά δύσκολο και κοστοβόρο να διατυπωθεί σε αυτό το στάδιο. Παρόλα αυτά και για την αποφυγή διπλότυπων λύσεων υπάρχει ένας περιορισμός που μπορεί να τεθεί, και αυτός είναι να ισχύει $l_{ix} > 0$, δηλαδή οι βραχίονες να είναι στραμμένοι κατά τα θετικά του παγκόσμιου \hat{x} και όχι ανάποδα και επομένως να είναι συμβατοί με τη σχεδιασμένη διάταξη.

Για τις υπόλοιπες παραμέτρους που επηρεάζουν τη σύγκλιση του αλγορίθμου χρησιμοποιήθηκαν είτε οι προτεινόμενες τιμές (default values) είτε σε ορισμένες από αυτές τιμές κατάλληλες για το συγκεκριμένο πρόβλημα. Έτσι, ο πληθυσμός ορίστηκε στα 50 χρωμοσώματα έναντι των προτεινόμενων 200 για λόγους υπολογιστικού χρόνου, ο ελιτισμός τέθηκε ίσος με 1 χρωμοσώμα και ως όριο τερματισμού του αλγορίθμου τέθηκαν είτε οι 30 γενεές είτε η ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης με ακρίβεια 0.001. Σε ό,τι αφορά τους περιορισμούς των τιμών (κάτω και άνω όρια μεταβλητών) αυτοί ορίστηκαν με ακρίβεια 0.01. Ο αλγόριθμος όπως φαίνεται και στο *Διάγραμμα 3.1* συνέκλινε εξαιρετικά γρήγορα, τουλάχιστον όσον αφορά την ταχύτητα σύγκλισης σε βέλτιστη λύση. Παρόμοια αποτελέσματα υπήρξαν σε διάφορες δοκιμές μεταβολής των παραμέτρων βελτιστοποίησης οδηγώντας σε παρόμοιες λύσεις. Επομένως ως προς τη βελτιστοποίηση δεν φαίνεται να υπάρχει κάποια δυσκολία. Το μοναδικό πρόβλημα έγκειται στον απαιτούμενο χρόνο υπολογισμού κάθε αντικειμενικής συνάρτησης.

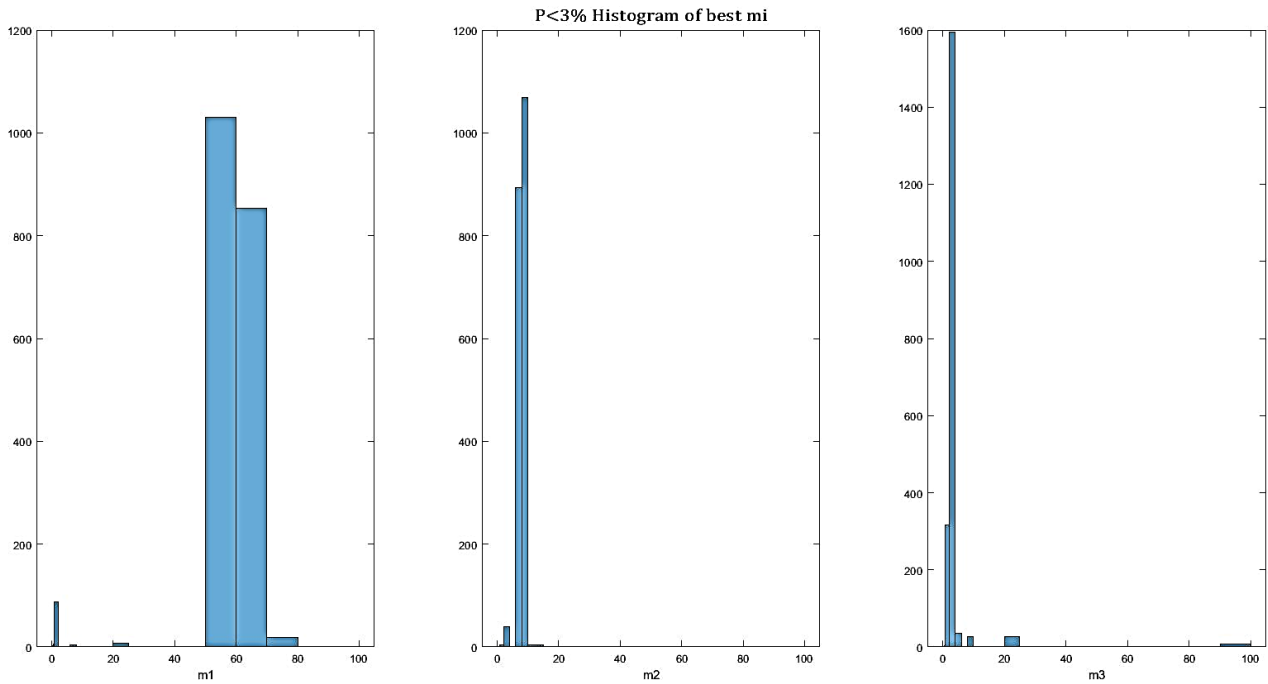


Διάγραμμα 3.1: Σύγκλιση αλγορίθμου βελτιστοποίησης ως προς τις απαιτούμενες γενεές

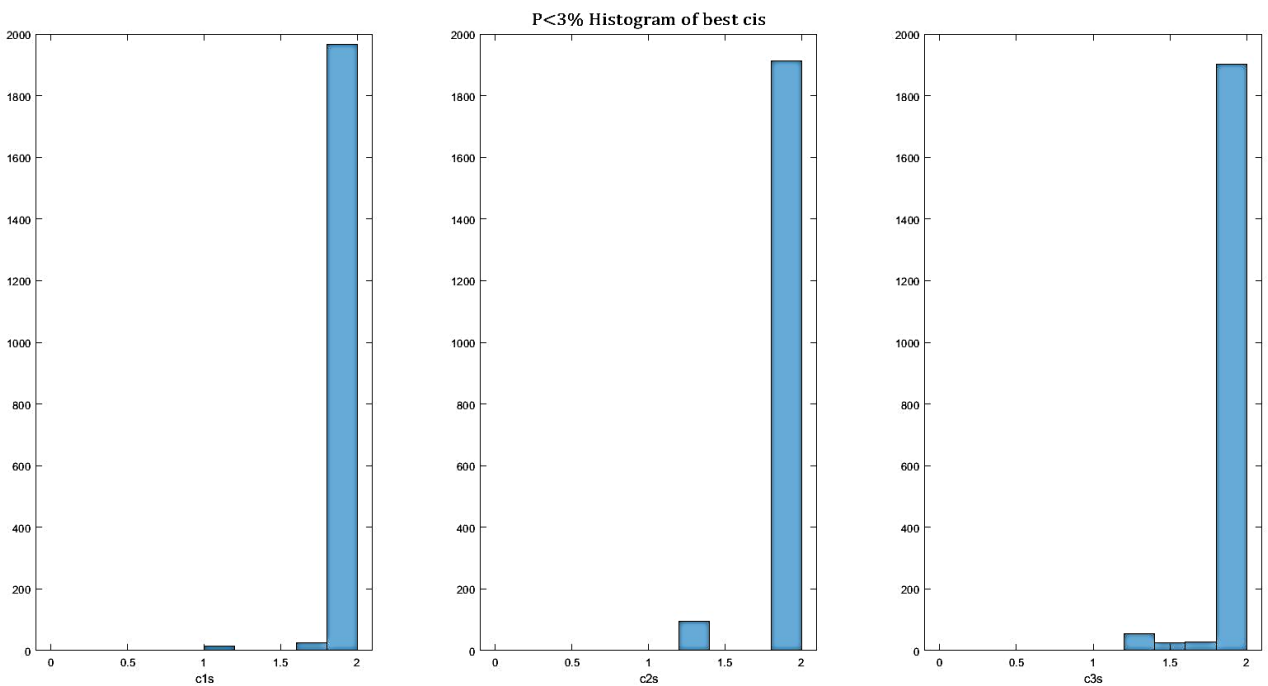
Για καλύτερη εποπτεία των αποτελεσμάτων της βελτιστοποίησης και της σύγκλισής τους παρουσιάζονται σε μορφή ιστογράμματος για κάθε παράμετρο για το σύνολο των συνδυασμών που έδωσαν ποσοστό μη προσπέλασης $P < 3\%$.



Διάγραμμα 3.2: Αποτελέσματα βελτιστοποίησης – βέλτιστες γωνίες διανύσματος \vec{G}_i



Διάγραμμα 3.3: Αποτελέσματα βελτιστοποίησης – βέλτιστοι συντελεστές αναλογίας μεγέθους m_i



Διάγραμμα 3.4: Αποτελέσματα βελτιστοποίησης – βέλτιστοι συντελεστές μήκους συνδέσμων c_{is}

Από τα παραπάνω διαγράμματα είναι σαφές ότι υπάρχει σύγκλιση σε μία συγκεκριμένη περιοχή τιμών για κάθε παράμετρο και έτσι το βέλτιστο διάνυσμα παραμέτρων προκύπτει ως

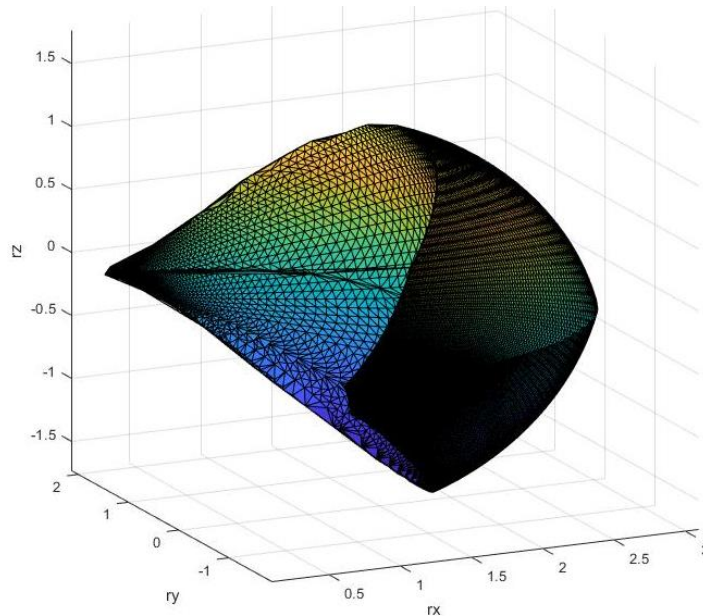
$$\vec{x}_{opt} = \{70^0, 75^0, -83^0, 60, 8, 3, 2, 2, 2\}^T \quad (3.25)$$

Παρατηρήσεις επί των αποτελεσμάτων

- Οι γωνίες α_1, α_2 είναι αρκετά κοντά ενώ η γωνία α_3 είναι σχεδόν αντίθετη, κάτι που εν γένει παραπέμπει στη διάταξη της *Εικόνα 3.3*. Διαισθητικά αυτή είναι μία αναμενόμενη λύση.
- Ο συντελεστής m_i αποτελεί ένα μέτρο σύγκρισης μεγέθους των βραχιόνων σε σχέση με τα λοιπά γεωμετρικά χαρακτηριστικά της διάταξης. Ο βραχίονας 1 ($m_1=60$) προκύπτει πολύ μεγαλύτερος από τις υπόλοιπες κατασκευαστικές σταθερές που τον αφορούν, σε αντίθεση με τους 2 και 3 ($m_2=8, m_3=3$). Αυτό συνάδει με την τοποθέτηση της αρχής των αξόνων στον οδηγό του συνδέσμου 1 και άρα τη μικρή συνεισφορά των \vec{a}_i και \vec{p}_{11} .
- Οι συντελεστές c_{is} τείνουν στη μέγιστη επιτρεπτή τιμή τους (2). Αυτό υποδεικνύει την ανάγκη χρήσης όσο το δυνατό μεγαλύτερων βραχιόνων για αύξηση του χώρου εργασίας.

Εύρεση χώρου εργασίας

Κάνοντας χρήση του (3.25) και με επαρκώς πυκνό πλέγμα – συγκεκριμένα βήμα σάρωσης ανά β.ε. 0.1 – χαράσσεται ο αδιάστατος χώρος εργασίας για $q_i \in [0,1]$ και παρατίθεται στην *Εικόνα 3.8*.



Εικόνα 3.8: Αδιάστατος χώρος εργασίας για $q_i \in [0,1]$

Το χωρίο αυτό είναι τοξοειδές και ο αδιάστατος όγκος του είναι

$$v_{wspc} = 5.0625 \tag{3.26}$$

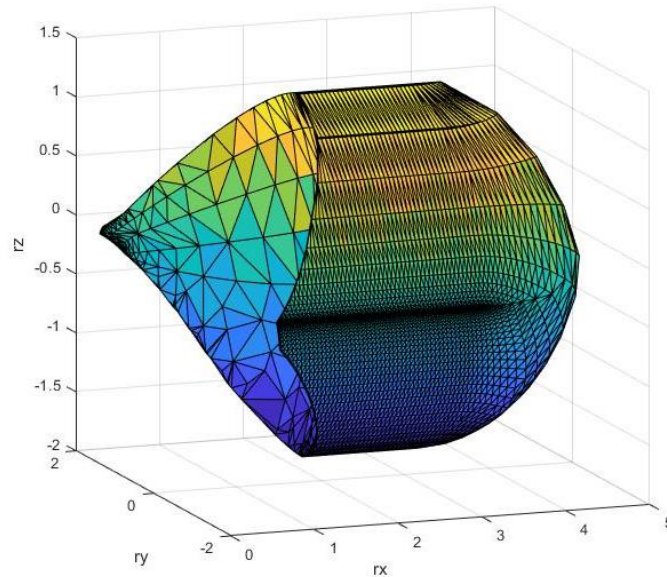
Μία επαλήθευση της τελευταίας παρατήρησης της προηγούμενης παραγράφου γίνεται υπολογίζοντας τον αδιάστατο όγκο του χώρου εργασίας για τις περιπτώσεις που $c_{is} = 5, i = 1, 2, 3$ και $c_{is} = 10, i = 1, 2, 3$, με όλες τις υπόλοιπες παραμέτρους αμετάβλητες. Το αποτέλεσμα δίνει κατά αντιστοιχία

$$v_{wspc}(c_{is} = 5) = 14.5970 \text{ και } v_{wspc}(c_{is} = 10) = 26.3137 \tag{3.27}$$

Επομένως υπάρχει πράγματι σημαντική αύξηση του χώρου εργασίας με την αύξηση του μήκους των συνδέσμων η οποία εκτιμάται να είναι πολυωνυμική 2^{ου} ή 3^{ου} βαθμού.

Στο συγκεκριμένο διάγραμμα οι μεταβλητές q_i έλαβαν μέγιστη τιμή 1, όπως ορίστηκε από την αδιαστατοποίηση. Στην πραγματικότητα όμως το μέγεθος Q δεν είναι αναγκαστικό να αντιστοιχεί στο μέγιστο μήκος των γραμμικών φορέων, καθώς αυτοί μπορούν θεωρητικά να έχουν οσοδήποτε μήκος χωρίς λειτουργικά

προβλήματα. Κατά συνέπεια το μέγεθος Q μπορεί να αποτελεί απλά μία σταθερά αδιαστατοποίησης. Ενδεικτικά χαράσσεται ο αδιάστατος χώρος εργασίας για $q_i \in [0, 3]$ στην *Εικόνα 3.9*.



Εικόνα 3.9: Αδιάστατος χώρος εργασίας για $q_i \in [0, 3]$

Το χωρίο αυτό έχει αδιάστατο χώρο εργασίας

$$v_{wspc}(q_i \in [0, 3]) = 22.3 \quad (3.28)$$

δηλαδή παρουσιάζει αύξηση 541% έναντι του αρχικού.

Η μορφή και των δύο χωρίων φαίνεται πράγματι κατάλληλη για FSW επίπεδων ή σχεδόν επίπεδων ελασμάτων που εκτείνονται είτε κατά την έννοια του άξονα \hat{z} είτε κατά την έννοια του άξονα \hat{x} . Μάλιστα ενδιαφέρον παρουσιάζει η δυνατότητα αύξησης του χώρου εργασίας με απλή μετακίνηση της διάταξης ως σύνολο κατά την έννοια του \hat{x} . Η παρατήρηση αυτή οδηγεί εν γένει στην προτίμησή του ως τον κύριο – με την έννοια του μεγαλύτερου – άξονα των ελασμάτων προς συγκόλληση. Ωστόσο η καταλληλότητα της διάταξης για την κατεργασία ενδιαφέροντος δεν είναι ακόμα γνωστή.

4. Στατική και συχνοτική ανάλυση της διάταξης T με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων

Για τον χαρακτηρισμό της διάταξης ως κατάλληλης ή όχι είναι κρίσιμο να αποσαφηνιστεί με κάποιο τρόπο η ικανότητά της να ανταπεξέλθει στις απαιτήσεις του Κεφαλαίου 2. Το βασικότερο χαρακτηριστικό της διάταξης προς προσδιορισμό είναι η στιβαρότητά της, παράμετρος που για πολύπλοκα μοντέλα μπορεί να προσδιοριστεί μόνο με αριθμητικές μεθόδους [32],[33],[34], [35] ή μεθόδους πεπερασμένων στοιχείων[36],[37]. Για το λόγο αυτό επιλέγεται να γίνει στατική και συχνοτική ανάλυσή της σε κάποιες ενδεικτικές πόζες επιβάλλοντας σε αυτήν τα μέγιστα φορτία του Κεφαλαίου 2 για την περίπτωση των κραμάτων αλουμινίου, δηλαδή

$$F_z = 15kN, F_x = 2kN, M_z = 80Nm \quad (4.1)$$

Η παραπάνω ροπή θεωρείται για την περίπτωση μέγιστης ισχύος $4kW$ και μέγιστων στροφών $3000rpm$. Από το εύρος στροφών $0-3000rpm$ λαμβάνεται και ο σχετικός περιορισμός για τη συχνοτική ανάλυση η πρώτη ιδιοσυχνότητα του συστήματος να είναι μεγαλύτερη από την κρίσιμη συχνότητα λειτουργίας, δηλαδή

$$f_c(3000rpm) = 50Hz \quad (4.2)$$

Η ανάλυση γίνεται με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων (Finite Element Analysis) στο περιβάλλον ANSYS, ενώ τα απαραίτητα τρισδιάστατα σχέδια γίνονται στο περιβάλλον 3D CAD Siemens NX.

Προκειμένου να γίνει αποτύπωση των βασικών μηχανικών και γεωμετρικών ιδιοτήτων επιλέγονται οι πραγματικές διαστάσεις του χειριστή διατηρώντας τους συντελεστές αναλογίας του αδιάστατου βελτιστοποιημένου προβλήματος. Έτσι, επιλέγοντας

$$Q = 1m \quad (4.3)$$

προκύπτουν οι διαστάσεις

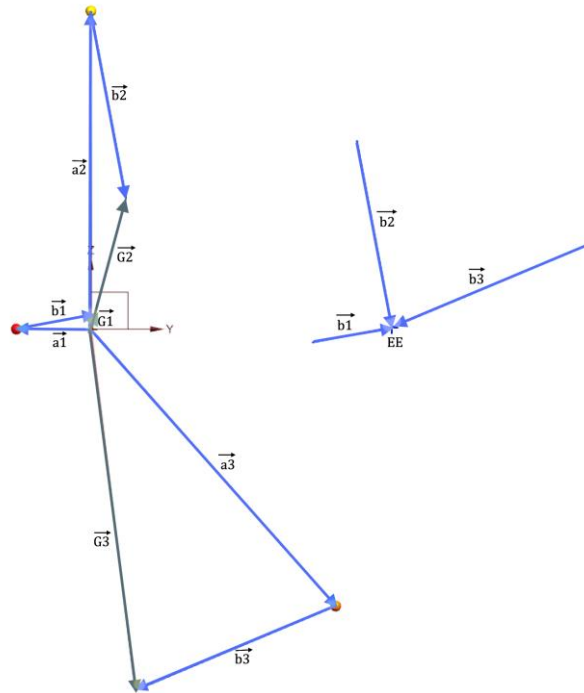
$$c_{is} = \frac{|L_i|}{Q} = 2 \Rightarrow L_1 = L_2 = L_3 = 2m \quad (4.4)$$

$$m_i = \frac{c_{is}}{k_{is}} \Rightarrow k_{is} = \frac{c_{is}}{m_{is}} \Rightarrow \begin{Bmatrix} k_{1s} \\ k_{2s} \\ k_{3s} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.03 \\ 0.25 \\ 0.67 \end{Bmatrix} \quad (4.5)$$

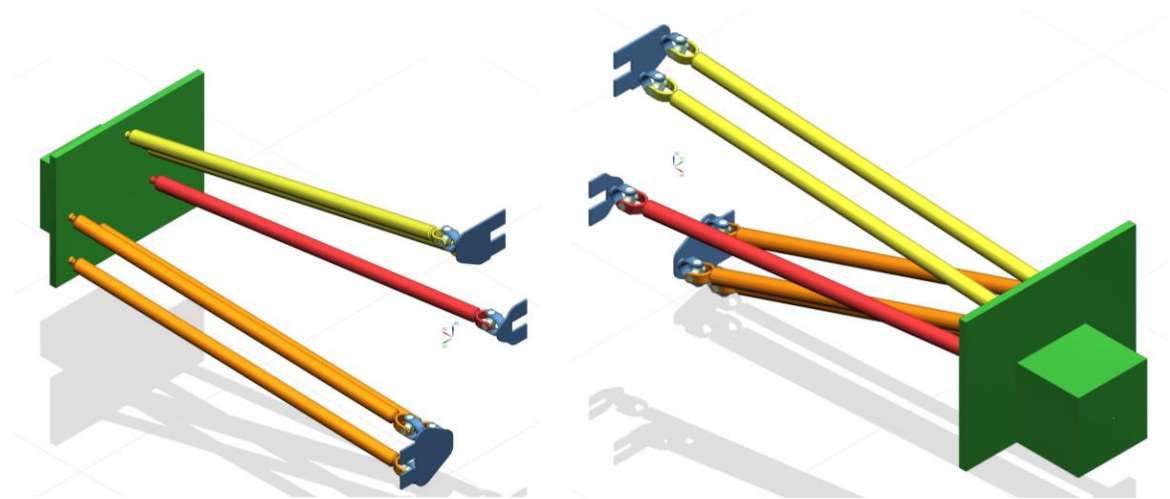
$$k_{is} = \frac{|G_i|}{Q_i} \Rightarrow |G_i| = k_{is} Q_i \Rightarrow \begin{Bmatrix} G_1 \\ G_2 \\ G_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.03 \\ 0.25 \\ 0.67 \end{Bmatrix} m \quad (4.6)$$

Από τις (3.25) και (4.6) προκύπτει το μέτρο και ο προσανατολισμός των γεωμετρικών σταθερών διανυσμάτων \vec{G}_i . Τα επιμέρους διανύσματα που το συνιστούν (3.2) είναι ελεύθερα προς επιλογή. Έτσι, προσπαθώντας να επιτευχθεί η μεγαλύτερη δυνατή απομάκρυνση των γραμμικών φορέων μεταξύ τους, επιλέγονται τα διανύσματα της *Εικόνα 4.1*. Ως EE (End Effector) αναφέρεται το σημείο αναφοράς και τα διανύσματα \vec{b}_i με πραγματικό τέλος το EE μεταφέρονται στο τέλος των αντίστοιχων \vec{a}_i για να προκύψουν τα \vec{G}_i που βρέθηκαν.

Το τρισδιάστατο μοντέλο στοχεύει μόνο στην αποτύπωση της κύριας γεωμετρίας των βραχιόνων, την τήρηση των αποστάσεων και τη σχετική τοποθέτηση των σταθερών γεωμετριών στον χώρο, καθώς και στη διατήρηση των β.ε. της διάταξης. Επιπλέον, στο ΤΣΔ προβλέπεται χώρος $40x40cm$, όσο δηλαδή καταλαμβάνει ένας κινητήρας $4kW / 3000rpm$ ενώ στην άκρη αυτού τοποθετείται συμβολικό εργαλείο διαμέτρου $\varnothing 8mm$, μία τυπική διάσταση δηλαδή για εργαλεία FSW. Στόχος της εισαγωγής του «κινητήρα» είναι η μοντελοποίηση του μοχλοβραχίονα που προκύπτει από το πραγματικό σημείο άσκησης των δυνάμεων (εργαλείο) μέχρι τους βραχίονες. Τέλος, οι σύνδεσμοι και οι βάσεις μοντελοποιούνται μόνο για τους κινηματικούς περιορισμούς και δεν ανταποκρίνονται σε αληθινές κατασκευές. Το αποτέλεσμα των παραπάνω παρουσιάζεται στην *Εικόνα 4.2*.



Εικόνα 4.1: Επιλογή γεωμετρικών σταθερών χειριστή



Εικόνα 4.2: Τρισδιάστατο μοντέλο χειριστή

Από τη μελέτη επιδιώκεται να προσδιοριστούν (προσεγγιστούν) τα εξής:

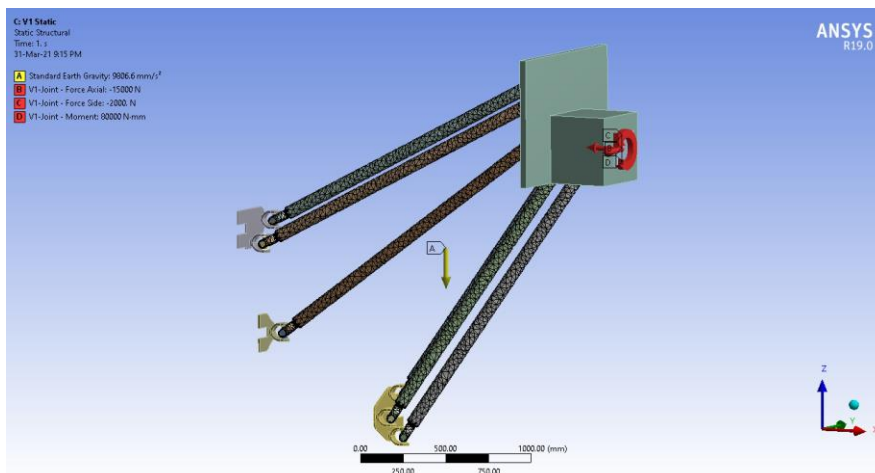
- Εύρεση της μετακίνησης του EE υπό την επίδραση των φορτίων (open loop behavior). Υπενθυμίζεται ότι ποιοτική συγκόλληση επιτυγχάνεται για μέγιστες αποκλίσεις $\pm 1mm$, επομένως θα πρέπει στον ανοιχτό βρόχο η διάταξη να μην αποκλίνει τάξη μεγέθους πάνω από την επιθυμητή απόκλιση.
- Εύρεση των μέγιστων φορτίσεων στις βάσεις προκειμένου να προσδιοριστούν οι απαιτήσεις των στηρίξεων και των επενεργητών.
- Εύρεση των μέγιστων τάσεων στους βραχίονες προκειμένου να προσδιοριστεί η επάρκεια ή μη της διατομής και του υλικού των βραχιόνων.
- Επιπλέον, για την αναγωγή στους 5 β.ε. της διάταξης σύμφωνα με την Εικόνα 3.2 αρκεί η εισαγωγή δύο ανεξάρτητων γραμμικών επενεργητών σε δύο βραχίονες διαφορετικής αλυσίδας. Κατά συνέπεια, ο προσδιορισμός των εσωτερικών φορτίσεων στους βραχίονες της παρούσας διάταξης θα αποτελέσει την απαίτηση των γραμμικών επενεργητών της επαυξημένης διάταξης.
- Η συχνοτική ανάλυση είναι ενδεικτική καθώς δεν μοντελοποιούνται εσωτερικές αποσβέσεις των εξαρτημάτων. Ωστόσο, για να είναι ασφαλής η διάταξη από ενδεχόμενους συντονισμούς θα πρέπει η πρώτη (κύρια) ιδιοσυχνότητα του συστήματος να ξεπερνά την κρίσιμη (4.2).

Γενικότερα, λόγω της φύσεως της συγκόλλησης δεν υφίστανται μεγάλα αδρανειακά φορτία και η κύρια καταπόνηση οφείλεται στα μεγάλα και κατά τα άλλα σταθερά επιβαλλόμενα φορτία. Επομένως η στατική μελέτη σε κρίσιμες πόζες της διάταξης προσφέρει ουσιαστικές πληροφορίες για την καταλληλότητα ή μη του ρομπότ.

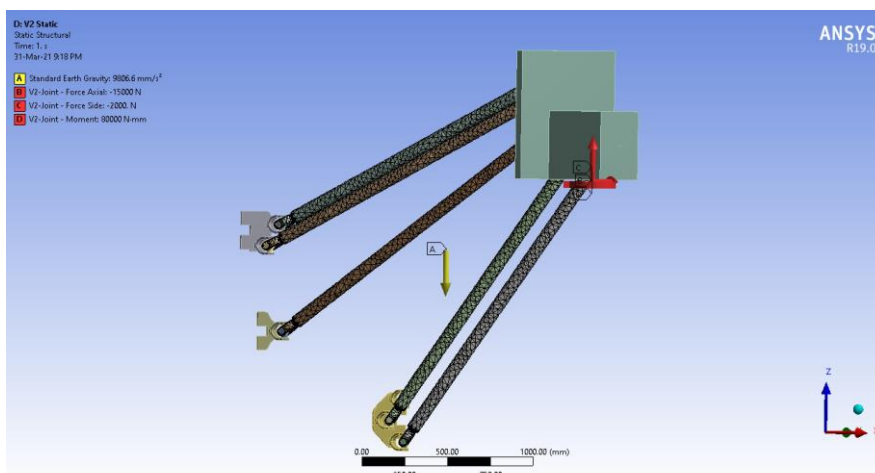
4.1 Μοντελοποίηση διάταξης

Έχοντας ως αναφορά τα μοντέλα των *Εικόνα 4.3* και *Εικόνα 4.4* διευκρινίζονται οι παράμετροι της μοντελοποίησης:

- Παραμορφώσιμα σώματα (flexible bodies): Βραχίονες (arms) αποδίδοντας υλικό Tool Steel DIN 1.2738, $\sigma_u=1100$ MPa, $\sigma_y=980$ MPa, $E=205$ GPa, $\nu=0.265$ (ενδεικτικά εδώ [1]) και ονομαστικής διαμέτρου $\varnothing 75\text{mm}$
- Άκαμπτα σώματα (rigid bodies): Βάσεις (bases), σύνδεσμοι (U-Joints, S-Joints), το ΤΣΔ (end plate) και το εργατεμάχιο (workpiece)
- Επαφές (contacts): Μοντελοποίηση ως άκαμπτοι σύνδεσμοι (rigid joints) που αποδίδουν τους εκάστοτε β.ε.
- Συνοριακές συνθήκες (boundary conditions): Μηδενική μετατόπιση σε βάσεις και εργατεμάχιο (fixed bases, fixed workpiece)
- Οι φορτίσεις στο εργαλείο αποδίδονται ως φορτίο σε joint
- Εφαρμοζόμενα φορτία: $F_z(\text{local axial})=15$ kN, $F_x(\text{local side})=2$ kN, $M_z(\text{local axial})=80$ Nm
- Δύο σενάρια διαδρομής συγκόλλησης:
V1 – διαδρομή κατά τον παγκόσμιο \hat{z}
V2 – διαδρομή κατά τον παγκόσμιο \hat{x}



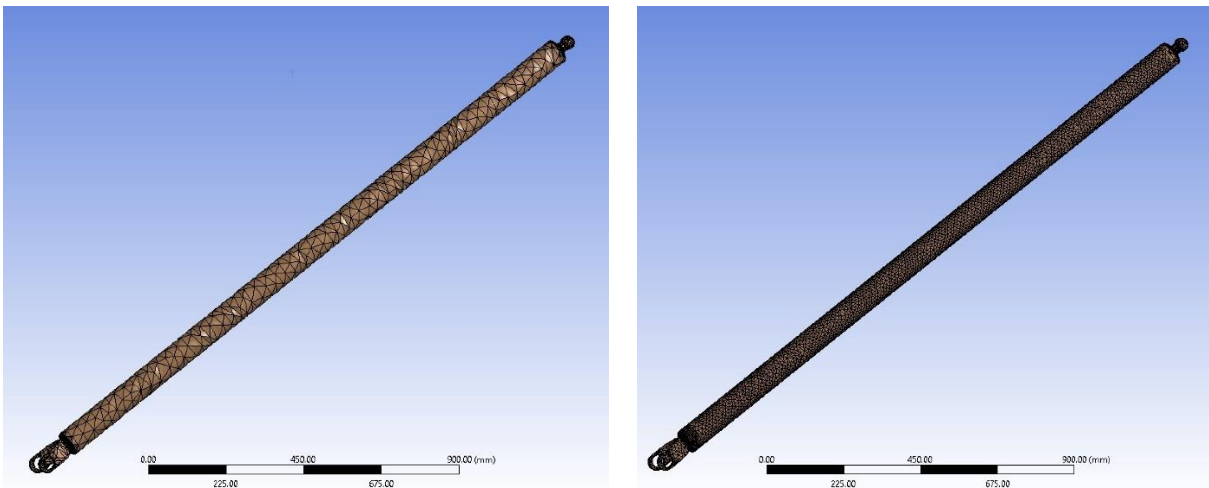
Εικόνα 4.3: Μοντελοποίηση χειριστή περίπτωση V1



Εικόνα 4.4: Μοντελοποίηση χειριστή περίπτωση V2

Στην περίπτωση V1 η κύρια φόρτιση της αξονικής διεύθυνσης είναι κατά τον παγκόσμιο \hat{x} και επομένως αναμένεται μεγαλύτερη στιβαρότητα της διάταξης έναντι της V2. Ωστόσο, στην περίπτωση V2 η διαδρομή μπορεί να είναι θεωρητικά οσοδήποτε μήκους και επιπλέον δεν θα παρουσιάζονται κατά την FSW μεγάλες αλλαγές στην πόζα της διάταξης και κατά συνέπεια στη δυναμική του συστήματος. Επομένως, αναμένεται καλύτερη δυναμική συμπεριφορά.

Σημασία δίνεται στο μέγεθος του πλέγματος ώστε αυτό αφενός να δίνει αποτελέσματα επαρκούς ακρίβειας και αφετέρου να μην επιβαρύνει χρονικά τους συνολικούς υπολογισμούς οι οποίοι είναι αρκετοί λόγω του πλήθους των εξεταζόμενων σημείων και περιπτώσεων. Στην *Εικόνα 4.5* παρουσιάζεται για τον ίδιο βραχίονα αριστερά το πλέγμα που τελικά χρησιμοποιήθηκε σε όλα τα μοντέλα και δεξιά το πλέγμα (πυκνότερο) με το οποίο έγινε ο έλεγχος ακρίβειας των αποτελεσμάτων. Και στις δύο περιπτώσεις έχει γίνει χρήση του ενσωματωμένου αλγορίθμου πλεγματοποίησης του ANSYS “Adaptive Meshing” με τη γενική επιλογή μεγέθους *fine*. Τα στοιχεία που χρησιμοποιήθηκαν είναι τετράεδρα και τρίεδρα. Στην πρώτη περίπτωση το μέσο μέγεθος των στοιχείων είναι περί τα 40 mm αποδίδοντας συνολικό πλήθος στοιχείων ανά βραχίονα περί τα 10253 ενώ στη δεύτερη περίπτωση το μέσο μέγεθος τέθηκε ίσο με 15 mm αποδίδοντας συνολικό πλήθος στοιχείων ανά βραχίονα περί τα 30047, αρκετές φορές πυκνότερο δηλαδή σε σύγκριση με το πρώτο. Τα αποτελέσματα για το ίδιο σενάριο φορτίσεων καθώς και η επιτυγχανόμενη ακρίβεια παρουσιάζονται στον *Πίνακα 4.1*.



Εικόνα 4.5: Έλεγχος διάστασης πλέγματος: πλέγμα μοντελοποίησης και πλέγμα ελέγχου

Πίνακας 4.1: Σύγκριση μεγέθους πλέγματος και εξαγωγή ακρίβειας αποτελεσμάτων

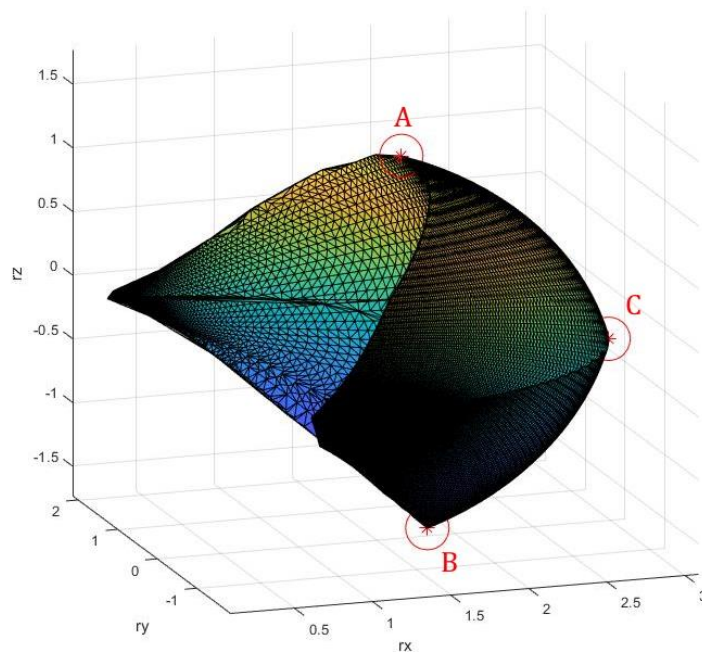
Μέγεθος	Στοιχεία 40 mm	Στοιχεία 15 mm	Ακρίβεια	Μέγεθος	Στοιχεία 40 mm	Στοιχεία 15 mm	Ακρίβεια
Von Mises 1-1 (MPa)	8.8297	4.6525	10	Ftotal Base 1 (kN)	9.668	9.675	0.1
Von Mises 2-1 (MPa)	10.537	5.7171	10	Ftotal Base 2 (kN)	25.827	25.831	0.1
Von Mises 2-2 (MPa)	13.411	7.2219	10	Ftotal Base 3 (kN)	1.820	1.818	0.1
Von Mises 3-1 (MPa)	0.6619	0.8245	1	Mtotal Base 1 (kNm)	6.4553	6.4601	0.1
Von Mises 3-2 (MPa)	6.5340	3.5953	10	Mtotal Base 2 (kNm)	2.2888	2.3292	0.1
Von Mises 3-3 (MPa)	5.0508	2.8647	10	Mtotal Base 3 (kNm)	1.7672	1.7638	0.1
Side Displ. (mm)	1.4024	1.4169	0.1	Ftotal Clamp. Sys. (kN)	17.361	17.369	0.1
Axial Displ. (mm)	-0.4191	-0.4238	0.1	Mtotal Clamp. Sys. (kNm)	11.455	11.462	0.1

Παρατηρώντας τις τιμές του πίνακα και λαμβάνοντας υπόψη τη φύση και την τάξη μεγέθους κάθε εξεταζόμενου αποτελέσματος παρατηρείται ότι ακρίβεια του πλέγματος των 40 mm είναι επαρκής και δεν υπάρχει λόγος περαιτέρω αύξησής της. Στο σημείο αυτό αξίζει να αναφερθεί πως η μεγαλύτερη διακύμανση των αποτελεσμάτων φαίνεται να εμφανίζεται στη μέση τάση Von Mises των βραχιόνων. Αυτό οφείλεται στην ύπαρξη στοιχείων μη αντιπροσωπευτικών στα άκρα των βραχιόνων – δηλαδή εκεί όπου υλοποιούνται οι συνδέσεις – τα οποία με εκλέπτυνση του πλέγματος αυξάνονται σημαντικά λόγω της ύπαρξης τοπικών γεωμετρικών διαμορφώσεων συμβάλλοντας έτσι στη συνολική μέση τάση του σώματος. Η παρατήρηση αυτή θίγεται και στην αρχή της επόμενης ενότητας κάνοντας εμφανή στην *Εικόνα 4.7* τα προβληματικά στοιχεία του πλέγματος.

Στην *Εικόνα 4.6* παρουσιάζονται τα σημεία του χώρου εργασίας για τα οποία γίνεται μελέτη και για τις δύο περιπτώσεις V1, V2, ενώ στον *Πίνακα 4.2* σημειώνονται οι ακριβείς συντεταγμένες τους στον χώρο εργασίας. Σημειώνεται ότι μόνο τα σημεία A,B,C φαίνονται στην *Εικόνα 4.6*, καθώς τα υπόλοιπα είναι εσωτερικά.

Πίνακας 4.2: Μελετούμενα σημεία του χώρου εργασίας

Point	Rx (mm)	Ry (mm)	Rz (mm)
A	1746.0	346.8	1175.0
B	1674.0	-594.6	-1522.0
C	2876.0	-434.0	-198.6
D	1978.0	-434.0	-198.6
E	2300.0	-434.0	-198.6
F	2000.0	0.0	500.0



Εικόνα 4.6: Μελετούμενες πόζες του χειριστή

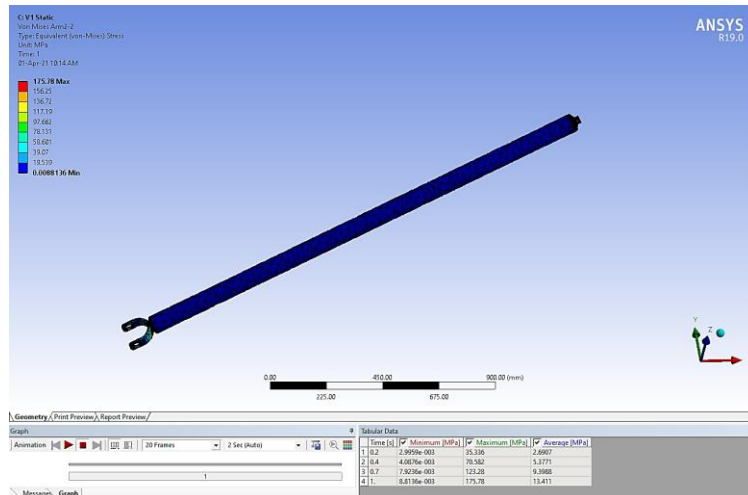
4.2 Αποτελέσματα προσομοιώσεων

Στην *Εικόνα 4.7* παρουσιάζεται η κατανομή της μέσης τάσης von Mises σε έναν από τους συνδέσμους της διάταξης, ενδεικτικά για την πόζα A στην περίπτωση V1. Παρατηρείται ότι σε όλον τον φορέα διατηρείται μία σταθερή κατάσταση μέσης τιμής περί τα 13 MPa, ενώ τα εμφανιζόμενα μέγιστα και ελάχιστα βρίσκονται στα σημεία σύνδεσης με τις αρθρώσεις. Όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη ενότητα, οι αρθρώσεις

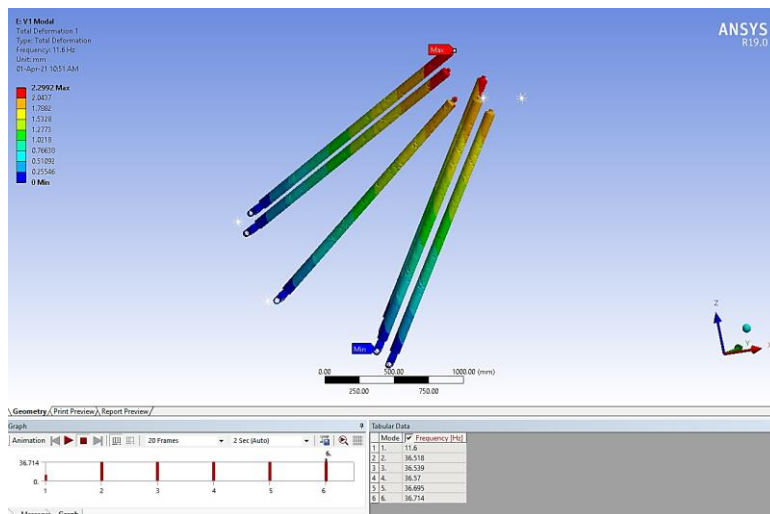
Μελέτη Καταλληλότητας Ρομποτικής Διάταξης T για Κατεργασίες Συγκόλλησης Διά Τριβής

μοντελοποιούνται μόνο για την απόδοση των β.ε. και όχι για στατικούς λόγους. Επομένως οι εμφανιζόμενες τάσεις στα σημεία σύνδεσης είναι λάθος να θεωρηθούν ενδεικτικές για την πραγματική κατασκευή.

Στην *Εικόνα 4.8* παρουσιάζονται πάλι ενδεικτικά για την πόζα A και την περίπτωση V1 τα αποτελέσματα της ιδιοσυχνοτικής ανάλυσης. Αντίστοιχα αποτελέσματα από άποψη τοπολογίας και κατανομής των μέγιστων / ελάχιστων εμφανίζονται σε όλες τις πόζες και περιπτώσεις. Για αυτό κρίνεται σκόπιμο η συγκέντρωση των αποτελεσμάτων σε μορφή πινάκων και όχι εικόνων.



Εικόνα 4.7: Κατανομή τάσης von Mises στον βραχίονα 2.2 – πόζα A – περίπτωση V1



Εικόνα 4.8: Ιδιοσυχνοτική ανάλυση – πόζα A – περίπτωση V1

Στον *Πίνακα 4.3* παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων για όλες τις πόζες του *Πίνακα 4.2* για την περίπτωση συγκόλλησης V1. Αντίστοιχα στον *Πίνακα 4.4* παρουσιάζονται τα ίδια αποτελέσματα για την περίπτωση V2. Τα αποτελέσματα αφορούν:

- Τη μέγιστη (μέση) τάση von Mises που εμφανίζεται μεταξύ των βραχιόνων
- Τη μέγιστη δύναμη αντίδρασης που εμφανίζεται μεταξύ των βάσεων
- Τη μέγιστη ροπή αντίδρασης που εμφανίζεται μεταξύ των βάσεων
- Τη μέγιστη δύναμη αντίδρασης που εμφανίζεται στο εργοτεμάχιο και επομένως στο σύστημα συγκράτησής του
- Τη μέγιστη ροπή αντίδρασης που εμφανίζεται στο εργοτεμάχιο και επομένως στο σύστημα συγκράτησής του
- Τη σχετική αξονική μετατόπιση του ΤΣΔ
- Τη σχετική πλευρική μετατόπιση του ΤΣΔ

- Την πρώτη (κύρια) ιδιοσυχνότητα του συστήματος

Πίνακας 4.3: Αποτελέσματα προσομοιώσεων – περίπτωση V1

Configuration	A/V1	B/V1	C/V1	D/V1	E/V1	F/V1
Max von Mises – Arms (MPa)	10	40	30	30	30	20
Max Reaction Force – Bases (kN)	25.0	43.9	62.9	61.5	61.5	23.7
Max Reaction Moment – Bases (kNm)	6.5	28.8	69.5	51.0	51.0	15.0
Max Reaction Force – Clamping System (kN)	17.0	17.0	26.0	27.8	27.8	18.8
Max Reaction Moment – Clamping System (kNm)	11.5	2.58	26.0	14.9	14.9	2.0
Axial Relative Displacement – Tool (mm)	-0.4	-0.2	-0.1	-0.2	-0.2	0.0
Side Relative Displacement – Tool (mm)	1.4	-0.5	-0.9	-0.9	-0.9	-0.5
First Mode (Hz)	11.6	17.1	9.7	10.7	10.7	8.0

Πίνακας 4.4: Αποτελέσματα προσομοιώσεων – περίπτωση V2

Configuration	A/V2	B/V2	C/V2	D/V2	E/V2	F/V2
Max von Mises – Arms (MPa)	130	120	60	50	50	30
Max Reaction Force – Bases (kN)	111.4	129.0	78.5	65.0	65.0	46.0
Max Reaction Moment – Bases (kNm)	102.0	91.0	43.0	33.8	33.7	18.3
Max Reaction Force – Clamping System (kN)	52.9	39.0	29.4	21.2	21.2	75.0
Max Reaction Moment – Clamping System (kNm)	54.9	2.1	15.3	14.1	14.1	39.4
Axial Relative Displacement – Tool (mm)	-5.6	-10.4	1.8	-0.4	-0.4	-0.2
Side Relative Displacement – Tool (mm)	45.4	89.3	-4.0	-0.3	-0.3	3.5
First Mode (Hz)	2.1	1.8	18.0	24.2	24.2	5.0

Για καλύτερη εποπτεία και σύγκριση διαμορφώνεται ο Πίνακας 4.5 όπου συγκεντρώνονται τα αποτελέσματα και των δύο περιπτώσεων συγκόλλησης σημειώνοντας παράλληλα την καλύτερη και τη χειρότερη τιμή που παρατηρήθηκε ανά μέγεθος. Επιπλέον, εντός των παρενθέσεων σημειώνεται με το αντίστοιχο γράμμα η πόζα στην οποία εμφανίστηκε η εν λόγω τιμή.

Πίνακας 4.5: Σύγκριση περιπτώσεων V1 – V2 ως προς τις καλύτερες και χειρότερες τιμές

Case	V1 Best	V2 Best	V1 Worst	V2 Worst
Max von Mises – Arms (MPa)	10 (A)	30 (F)	40 (B)	130 (A)
Max Reaction Force – Bases (kN)	23.7 (F)	46.0 (F)	62.9 (C)	129.0 (B)
Max Reaction Moment – Bases (kNm)	6.5 (A)	18.3 (F)	69.5 (C)	102.0 (A)
Max Reaction Force – Clamping System (kN)	17.0 (A/B)	21.1 (D/E)	27.8 (D/E)	75.0 (F)
Max Reaction Moment – Clamping System (kNm)	2.0 (F)	2.1 (B)	26.0 (C)	54.9 (A)
Axial Relative Displacement – Tool (mm)	0.0 (F)	-0.2 (F)	-0.4 (A)	-10.4 (B)
Side Relative Displacement – Tool (mm)	-0.5 (F)	-0.3 (D/E)	1.4 (A)	89.3 (B)
First Mode (Hz)	17.1 (B)	24.2 (D/E)	8.0 (F)	1.8 (B)

4.3 Σχολιασμός αποτελεσμάτων

Παρατηρώντας τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων μπορούν να εξαχθούν χρήσιμα συμπεράσματα τόσο για την ικανότητα του χειριστή μεταξύ των διαφορετικών ποζών για κάθε περίπτωση συγκόλλησης όσο και για τη διαφοροποίηση των δύο περιπτώσεων μεταξύ τους. Με αναφορά στα παραπάνω γίνονται οι εξής παρατηρήσεις ανά μέγεθος:

Μέγιστη τάση von Mises στους βραχίονες – Καταπόνηση βραχιόνων

Η αναπτυσσόμενη τάση δεν φαίνεται να αποτελεί εν γένει πρόβλημα, ειδικά εάν χρησιμοποιηθεί ένα τόσο ισχυρό υλικό όπως ο εργαλειοχάλυβας DIN 1.2738 με όριο διαρροής πάνω από 900 MPa. Φαίνεται ότι η περίπτωση V2 ταλαιπωρεί εν γένει περισσότερο τους βραχίονες, με μία μέγιστη τάση στα 130 MPa στην ακραία θέση A, ωστόσο ακόμη και αυτή είναι διαχειρίσιμη. Παρόλα αυτά, εάν πρόκειται για βραχίονα που στην 5 β.ε. εκδοχή του ρομπότ αντικατασταθεί από γραμμικό επενεργητή, τότε θα πρέπει να δοθεί προσοχή.

Αντιδράσεις στις βάσεις – Απαίτηση γραμμικών επενεργητών και φορέων

Οι παρατηρούμενες αντιδράσεις τόσο δύναμης όσο και ροπής στις βάσεις είναι ιδιαίτερα μεγάλες και πιθανώς μη διαχειρίσιμες από κοινές βιομηχανικές λύσεις για την περίπτωση V1, ενώ για την περίπτωση V2 είναι απαγορευτικές, αφού στα ακραία σημεία ξεπερνούν τα 100 kN και 100 kNm, ενώ η καλύτερη σημειούμενη τιμή είναι άνω των 40 kN και 15 kNm αντίστοιχα, μεγέθη ιδιαίτερα απαιτητικά.

Αντιδράσεις στο σύστημα συγκράτησης

Καλύτερη κατάσταση φαίνεται να επικρατεί για το σύστημα συγκράτησης καθώς οι δυνάμεις αντίδρασης περί τα 20 kN και οι ροπές περί τα 2 kNm είναι πολύ πιο διαχειρίσιμες. Επιπλέον, το σύστημα συγκράτησης μπορεί να αποτελείται από πολλά επιμέρους συστήματα και σε αποστάσεις μεταξύ τους ικανά να μοιράσουν και εν τέλη να διαχειριστούν τα απαιτούμενα φορτία. Ωστόσο, και εδώ εμφανίζεται απαγορευτική τιμή των 75 kN πάλι για την περίπτωση V2.

Σχετική μετατόπιση ΤΣΔ – Ικανότητα ανοιχτού βρόχου

Για την περίπτωση V1 τα αποτελέσματα είναι ιδιαίτερος ικανοποιητικά αφού η χειρότερη, με την έννοια της μεγαλύτερης εν προκειμένω, σχετική μετατόπιση του ΤΣΔ είναι μόλις 1.4 mm, δηλαδή ίδιας τάξης μεγέθους με την απαίτηση του $\pm 1mm$. Η απόκλιση αυτή με την εισαγωγή σχήματος κλειστού βρόχου ελέγχου αναμένεται να αντιμετωπιστεί. Σε ό,τι αφορά την περίπτωση V2 τα αποτελέσματα δεν είναι το ίδιο ενθαρρυντικά αφού οι μεγαλύτερες αποκλίσεις ξεπερνούν τα 10 mm.

Κύρια ιδιοσυχνότητα διάταξης – Αποφυγή συντονισμών

Η πρώτη ιδιοσυχνότητα για όλες τις περιπτώσεις είναι αρκετά χαμηλότερη του ορίου των 50 Hz. Κατά συνέπεια ο μηχανισμός με αυτές τις διαστάσεις δεν μπορεί να δουλέψει σε αρκετά υψηλές στροφές αυτούσιος καθώς είναι πολύ πιθανή η εμφάνιση φαινομένων συντονισμού.

Εν γένει, η καλύτερη συμπεριφορά παρατηρείται στα εσωτερικά σημεία του χώρου εργασίας έναντι των ακραίων, γεγονός αναμενόμενο. Επιπλέον, η συγκόλληση V2 φαίνεται ότι προκαλεί γενικά πολύ μεγαλύτερη καταπόνηση στη διάταξη ως σύνολο ενώ η στιβαρότητά της πέφτει δραματικά, αφού εμφανίζονται πολύ μεγαλύτερες σχετικές μετατοπίσεις του ΤΣΔ. Σε κάθε περίπτωση οι φορτίσεις κρίνονται μεγάλες ειδικά εάν ληφθεί υπόψη ότι σε μία παραγωγή θα είναι επαναλαμβανόμενες.

Στο σημείο αυτό και έχοντας πλέον ποσοτικά αποτελέσματα γεννάται ο προβληματισμός για τη στιβαρότητα της διάταξης και την καταλληλότητά της για την κατεργασία. Παρατηρείται λοιπόν ότι η βελτιστοποίηση της γεωμετρίας της διάταξης αφορούσε την αύξηση του χώρου εργασίας με αποτέλεσμα να έχει οδηγήσει σε πολύ κοντινές αποστάσεις των βάσεων επενέργειας και ταυτόχρονα σε πολύ μεγάλου αναλογικά μήκους των βραχιόνων. Αυτού του τύπου η διάταξη είναι αναμενόμενο να δυσχεραίνει την κατανομή και την αλληλοαντίθεση των αναπτυσσόμενων δυνάμεων και ροπών. Επιπλέον είναι επιρρεπής σε εσωτερικές συγκρούσεις των συνδέσμων. Κατά συνέπεια, πριν διατυπωθεί το οριστικό συμπέρασμα για την καταλληλότητα ή μη της διάταξης, αξίζει να γίνει μία διερεύνηση αντίστοιχου τύπου σε μία τροποποιημένη διάταξη, ευνοϊκή για τη στιβαρότητά της εις βάρος βέβαια του χώρου εργασίας.

5. Τροποποίηση διάταξης

Η ανάπτυξη πολύ υψηλών και μη διαχειρίσιμων φορτίων στις βάσεις της διάταξης οδήγησε στην ανάγκη τροποποιημένου σχεδιασμού της με στόχο την εσωτερική αλληλοαναίρεσή τους. Η νέα διάταξη έχει μεγαλύτερες αποστάσεις μεταξύ των βάσεων στήριξης, ενώ το συνολικό μήκος κάθε βραχίονα έχει μειωθεί στο 1.5m από 2m. Μία σύγκριση των νέων αδιάστατων παραμέτρων με αυτές της βελτιστοποιημένης λύσης παρουσιάζεται στον Πίνακα 5.1.

Σε ό,τι αφορά τις γωνίες των γεωμετρικών διανυσμάτων η σύγκριση παρατίθεται μόνο για λόγους πληρότητας, καθώς το νέο παγκόσμιο σύστημα συντεταγμένων έχει τοποθετηθεί σε διαφορετικό σημείο ευνοϊκότερο για τον σχεδιασμό της διάταξης. Φυσικά, έχει διατηρηθεί ο προσανατολισμός και οι γραμμικοί άξονες είναι και πάλι παράλληλοι και ίδιας κατεύθυνσης με τον \hat{x} .

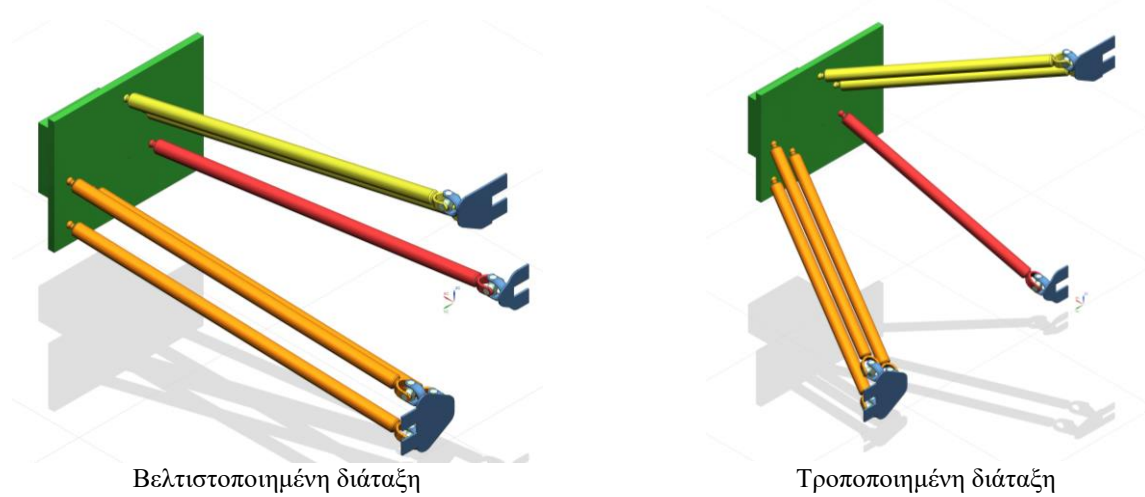
Στους συντελεστές μεγέθους παρατηρείται η μείωση είναι σημαντικότερη έναντι της μείωσης στους συντελεστές μήκους. Κατά συνέπεια οι συντελεστές μεγέθους δεν οφείλουν τη μεγάλη μεταβολή τους στο νέο μήκος των βραχιόνων, αλλά την οφείλουν κυρίως στη διεύρυνση της διάταξης που έχει οδηγήσει σε μεγαλύτερη συνεισφορά των \vec{G}_i διανυσμάτων. Επομένως η σύγκριση μεταξύ $\|\vec{L}_i\|$ και $\|\vec{G}_i\|$ που υποδηλώνει στην πραγματικότητα ο κάθε συντελεστής μεγέθους δίνει πλέον πολύ κοντινότερα αποτελέσματα.

Πίνακας 5.1: Σύγκριση παραμέτρων βέλτιστης και τροποποιημένης λύσης

Μέγεθος	Βέλτιστη Λύση	Τροποποιημένη Λύση
Γωνίες (\vec{G}_i, \hat{y})	$\{70^0, 75^0, -83^0\}^T$	$\{29^0, 96^0, 6.5^0\}^T$
Συντελεστές μεγέθους $m_i = c_{is}/k_{is} = \sqrt{\ \vec{L}_i\ /\ \vec{Q}_i\ }$	$\{60, 8, 3\}^T$	$\{7.1, 1.2, 1.4\}^T$
Συντελεστές μήκους $c_{is} = \sqrt{c_i} = L_i /Q$	$\{2, 2, 2\}^T$	$\{1.5, 1.5, 1.5\}^T$

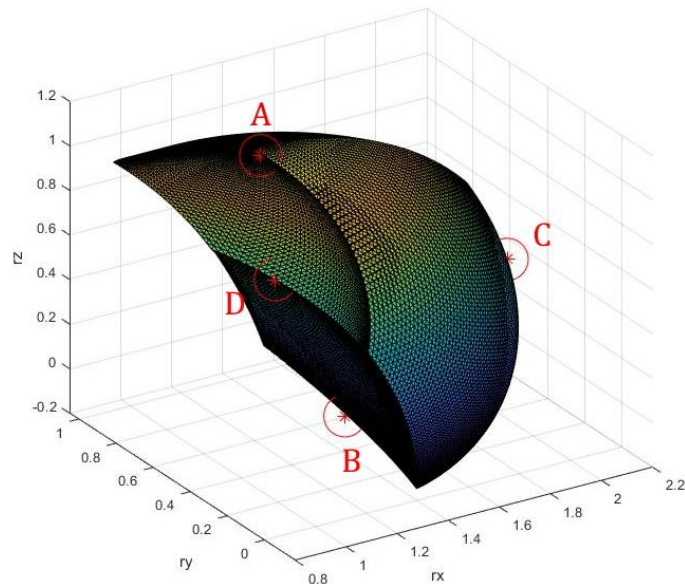
Στην

Εικόνα 5.1 παρουσιάζονται σε αντιπαράθεση οι δύο διατάξεις προκειμένου να γίνουν εμφανείς οι τροποποιήσεις. Επιπλέον, στην Εικόνα 5.2 παρουσιάζεται και ο νέος (αδιάστατος) χώρος εργασίας. Η επίδραση των νέων διαστάσεων και γεωμετρικών αναλογιών της διάταξης οδηγεί σε μείωση του χώρου εργασίας κατά 92% (από $v_0 \approx 5$ σε $v_{wide} \approx 0.8$). Επομένως, πλέον η χρήση του V2 τρόπου συγκόλλησης είναι αναγκαία προκειμένου να αξιοποιηθεί από άποψη διαστάσεων ο άξονας \hat{x} .



Εικόνα 5.1: Αντιπαράθεση βελτιστοποιημένης και τροποποιημένης διάταξης

Στον Πίνακα 5.2: Μελετούμενα σημεία του χώρου εργασίας της τροποποιημένης διάταξης σημειώνονται τα νέα σημεία μελέτης τα οποία επιλέγονται στην ίδια λογική με τα σημεία του προηγούμενου κεφαλαίου.



Εικόνα 5.2: Αδιάστατος χώρος εργασίας τροποποιημένης διάταξης

Πίνακας 5.2: Μελετούμενα σημεία του χώρου εργασίας της τροποποιημένης διάταξης

Point	Rx (mm)	Ry (mm)	Rz (mm)
A	1150.0	500.0	1150.0
B	1320.0	280.0	50.0
C	2004.0	346.7	512.3
D	1104.0	357.8	683.4
E	1650.0	300.0	500
F	1450.0	500.0	700.0

5.1 Αποτελέσματα προσομοιώσεων τροποποιημένης διάταξης και σύγκριση με προηγούμενα

Στους

Πίνακας 5.3 και Πίνακας 5.4 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για τις δύο περιπτώσεις συγκόλλησης, ενώ στον επαυξημένο Πίνακας 5.5 παρουσιάζεται η σύγκριση των καλύτερων και των χειρότερων τιμών ανά περίπτωση και ανά διάταξη.

Πίνακας 5.3: Αποτελέσματα προσομοιώσεων τροποποιημένης διάταξης – περίπτωση V1

Configuration	A/V1	B/V1	C/V1	D/V1	E/V1	F/V1
Max von Mises – Arms (MPa)	10	10	10	10	10	10
Max Reaction Force – Bases (kN)	9.2	10.2	10.5	10.9	11.1	8.7
Max Reaction Moment – Bases (kNm)	13.1	11.1	6.8	7.4	5.4	11.7
Max Reaction Force – Clamping System (kN)	18.4	15.9	15.1	15.2	15.1	15.5
Max Reaction Moment – Clamping System (kNm)	8.1	1.1	4.1	5.0	4.0	5.2
Axial Relative Displacement – Tool (mm)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Side Relative Displacement – Tool (mm)	0.0	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0
First Mode (Hz)	33.9	53.0	44.5	42.0	46.0	37.5

Πίνακας 5.4: Αποτελέσματα προσομοιώσεων τροποποιημένης διάταξης – περίπτωση V2

Configuration	A/V2	B/V2	C/V2	D/V2	E/V2	F/V2
Max von Mises – Arms (MPa)	10	20	40	30	30	30
Max Reaction Force – Bases (kN)	15.3	23.6	45.5	34.9	36.7	27.2
Max Reaction Moment – Bases (kNm)	21.9	35.4	65.2	49.6	52.7	38.5
Max Reaction Force – Clamping System (kN)	22.9	47.0	50.9	53.7	21.5	36.9
Max Reaction Moment – Clamping System (kNm)	9.8	13.9	21.2	23.6	8.1	14.4
Axial Relative Displacement – Tool (mm)	-0.1	-0.1	-0.2	-0.1	-0.2	-0.1
Side Relative Displacement – Tool (mm)	-0.1	-0.1	-0.2	-0.5	-0.3	-0.0
First Mode (Hz)	54.5	35.7	27.8	38.9	23.7	53.0

Πίνακας 5.5: Σύγκριση περιπτώσεων V1 – V2 και διατάξεων (1)-βέλτιστη – (2)-τροποποιημένη

Case	(1) V1 Best	V2 Best	V1 Worst	V2 Worst	(2) V1 Best	V2 Best	V1 Worst	V2 Worst
Max von Mises – Arms (MPa)	10 (A)	30 (F)	40 (B)	130 (A)	10 (A)	10 (A)	10 (C)	40 (C)
Max Reaction Force – Bases (kN)	23.7 (F)	46.0 (F)	62.9 (C)	129.0 (B)	8.7 (F)	15.3 (A)	11.1 (E)	45.5 (C)
Max Reaction Moment – Bases (kNm)	6.5 (A)	18.3 (F)	69.5 (C)	102.0 (A)	7.4 (D)	21.9 (A)	13.1 (A)	65.2 (C)
Max Reaction Force – Clamping System (kN)	17.0 (A/B)	21.1 (D/E)	27.8 (D/E)	75.0 (F)	15.1 (C/E)	21.5 (E)	18.4 (A)	53.7 (D)
Max Reaction Moment – Clamping System (kNm)	2.0 (F)	2.1 (B)	26.0 (C)	54.9 (A)	1.1 (B)	8.1 (E)	8.1 (A)	23.6 (D)
Axial Relative Displacement – Tool (mm)	0.0 (F)	-0.2 (F)	-0.4 (A)	-10.4 (B)	0.0	-0.1 (F)	0.0	-0.2 (E)
Side Relative Displacement – Tool (mm)	-0.5 (F)	-0.3 (D/E)	1.4 (A)	89.3 (B)	-0.0 (B)	-0.0 (F)	0.0 (A)	-0.5 (D)
First Mode (Hz)	17.1 (B)	24.2 (D/E)	8.0 (F)	1.8 (B)	53.0 (B)	54.5 (A)	33.9 (A)	23.7 (E)

Με μία γενική ματιά επί των αποτελεσμάτων παρατηρείται πράγματι μείωση των φορτίσεων και για τις δύο περιπτώσεις συγκόλλησης στην τροποποιημένη διάταξη έναντι της βέλτιστης. Και πάλι, η V2 περίπτωση συγκόλλησης επιβαρύνει τη διάταξη περισσότερο έναντι της V1, ωστόσο τα φορτία είναι πλέον πολύ πιο διαχειρίσιμα από ότι ήταν στη βέλτιστη διάταξη. Επιπλέον βελτίωση παρουσιάζεται και στην πρώτη ιδιοσυχνότητα και για τις δύο περιπτώσεις, γεγονός που οφείλεται στη μείωση του μήκους των βραχιόνων, καθιστώντας την ωστόσο και πάλι οριακή προς ακατάλληλη για το όριο των 50 Hz.

Για μία καλύτερη εικόνα των αποτελεσμάτων και τη σύγκριση των διατάξεων παρουσιάζεται επιπρόσθετα ο Πίνακας 5.6 όπου γίνεται σύγκριση της μέσης τιμής για κάθε μέγεθος μεταξύ των δύο διατάξεων για κάθε μία περίπτωση συγκόλλησης. Εδώ επιβεβαιώνεται ότι πράγματι υπάρχει βελτίωση με την τροποποιημένη διάταξη, καθώς όλα τα μεγέθη καταπόνησης εμφανίζουν μείωση κατά μέσο όρο. Πιο συγκεκριμένα:

- Η μέση τάση σε κάθε βραχίονα παρουσιάζει σημαντική μείωση ακόμη και για την περίπτωση συγκόλλησης κατά τον \hat{x} (V2) και στην τροποποιημένη διάταξη με μία μέση τάση κάτω από 30 MPa δεν υπάρχει καμία ανησυχία για την επέκταση στους 5 β.ε. με την εισαγωγή γραμμικών επενεργητών επί των βραχιόνων.
- Οι δυνάμεις αντίδρασης στις βάσεις παρουσιάζουν επίσης σημαντική μείωση, με την περίπτωση V2 να είναι και πάλι η δυσμενέστερη. Ωστόσο, η μέση τιμή των 30 kN είναι πολύ πιο διαχειρίσιμη από υπάρχουσες βιομηχανικές λύσεις, έναντι των 80 kN της πρώτης διάταξης. Αντίστοιχα ισχύει και για τις εμφανιζόμενες ροπές.
- Το σύστημα συγκράτησης παρουσιάζει την μικρότερη μεταβολή, γεγονός αναμενόμενο καθώς αφορά την αντίδραση στο εργοτεμάχιο όπου και δεν έγιναν αλλαγές.

- Η σχετική μετατόπιση είναι εντός της επιθυμητής ακρίβειας ακόμη και την περίπτωση V2 στην τροποποιημένη διάταξη, γεγονός που επιβεβαιώνει την αύξηση της στιβαρότητας της.
- Η κύρια συχνότητα για την τροποποιημένη διάταξη φαίνεται σημαντικά αυξημένη έναντι της βελτιστοποιημένης ξεπερνώντας μόνο σε περιπτώσεις το όριο των 50 Hz. Το γεγονός αυτό υποδεικνύει πως περαιτέρω μείωση του μήκους των βραχιόνων είναι αναγκαία, καθώς και η εισαγωγή στοιχείων απόσβεσης στο σύστημα.

Πίνακας 5.6: Μέση τιμή αποτελεσμάτων και σύγκριση περιπτώσεων/διατάξεων

Case	Model 1 / V1	Model 2 / V1	Decrease %	Model 1 / V2	Model 2 / V2	Decrease %
Max von Mises – Arms (MPa)	30	10	76.31	70	30	59.84
Max Reaction Force – Bases (kN)	46.4	10.1	78.24	82.5	30.5	62.98
Max Reaction Moment – Bases (kNm)	36.9	9.3	74.98	53.6	43.9	18.18
Max Reaction Force – Clamping System (kN)	22.4	15.9	29.15	39.8	38.8	2.41
Max Reaction Moment – Clamping System (kNm)	11.9	4.6	61.77	23.3	15.2	34.95
Axial Relative Displacement – Tool (mm)	-0.2	0.0	-	-2.5	-0.1	-
Side Relative Displacement – Tool (mm)	-0.4	-0.0	-	22.3	-0.2	-
First Mode (Hz)	11.3	42.8	-	12.6	38.9	-

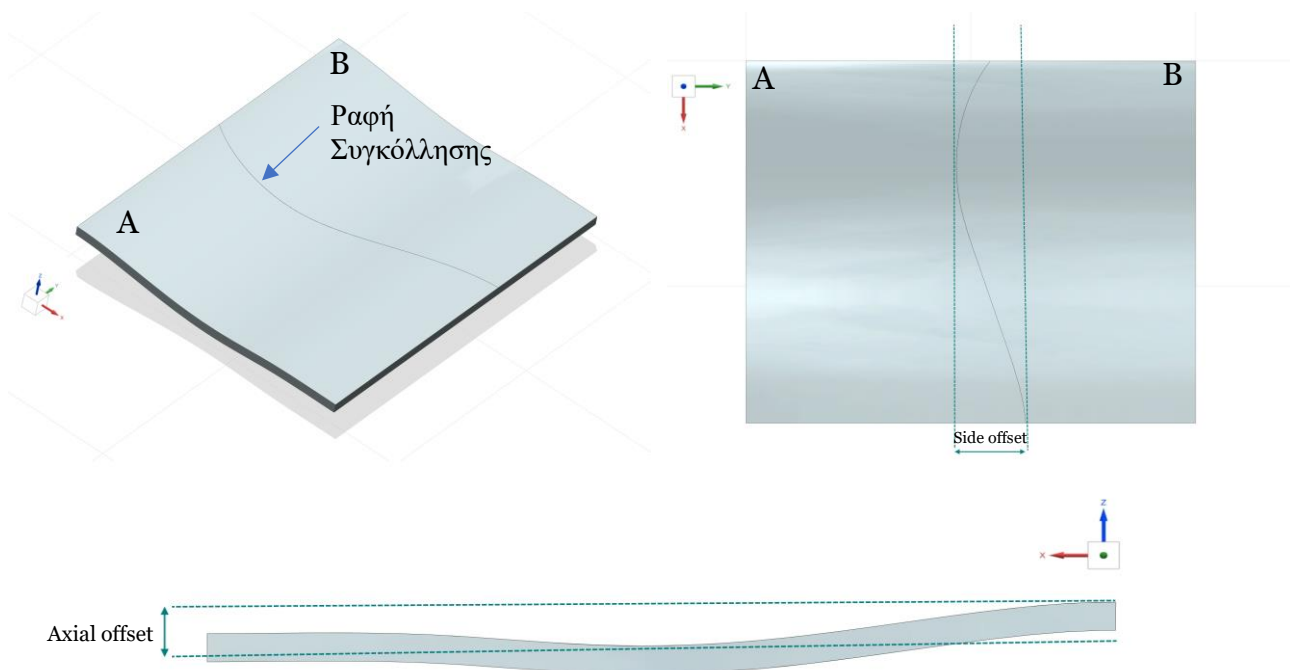
6. Καταλληλότητα διάταξης για FSW

Έχοντας πλέον αποσαφηνίσει ποσοτικά τις απαιτήσεις για ποιοτική συγκόλληση στο Κεφάλαιο 2 αλλά και έχοντας κατανοήσει περισσότερο τη συμπεριφορά της μελετούμενης διάταξης στα Κεφάλαια 3-5, μπορεί να γίνει λόγος για την καταλληλότητα ή μη της διάταξης για την επιθυμητή κατεργασία.

Η διάταξη αυτή με την εισαγωγή κλειστού βρόχου ελέγχου [38], [39], [40], [41], [42], [43] μπορεί πράγματι να ανταπεξέλθει στις απαιτήσεις της συγκόλλησης. Επιπλέον, με την εισαγωγή δύο γραμμικών επενεργητών σε δύο ανεξάρτητους βραχίονες μπορεί να επιτευχθεί η επέκταση στους 5 β.ε. και κατά συνέπεια να υπάρχει έλεγχος για τις δύο γωνίες εργαλείου και κατεργασίας. Επειδή μάλιστα πρόκειται για μικρό εύρος αλλαγής των γωνιών, αρκούν γραμμικοί επενεργητές μικρής διαδρομής. Η παρατήρηση αυτή σε συνδυασμό με τη μέση τάση που βρέθηκε στο τροποποιημένο μοντέλο στους βραχίονες οδηγεί σε υπαρκτές λύσεις του εμπορίου και επομένως η επέκταση είναι εφικτή.

Σε ό,τι αφορά τις στηρίξεις στις βάσεις, αυτές μπορούν ακόμη να βελτιωθούν με περαιτέρω διεύρυνση των αποστάσεων μεταξύ των γραμμικών φορέων ή μείωση των βραχιόνων, εις βάρος βέβαια του χώρου εργασίας. Ωστόσο, καθότι οι γραμμικοί φορείς είναι ευρέως χρησιμοποιούμενοι σε πλήθος εφαρμογών, δεν υπάρχει ανησυχία για το αν μπορούν να καλυφθούν οι φορτίσεις με ασφάλεια. Επιπλέον, μπορούν να σχεδιαστούν λύσεις που συνδυάζουν πολλαπλά φορεία ικανά να αντισταθμίσουν τις πλαϊνές φορτίσεις και τις ροπές ανατροπής. Έτσι, ο εκάστοτε επενεργητής θα καλείται να αντισταθμίζει μόνο την εκάστοτε συνιστώσα \vec{F}_x .

Το μεγαλύτερο λοιπόν πρόβλημα της διάταξης, το οποίο μεγεθύνεται όσο γίνονται τροποποιήσεις προς την αύξηση της στιβαρότητάς της, είναι ο χώρος εργασίας. Ο χώρος εργασίας προκύπτει τόσο περιορισμένος που η συγκόλληση κατά την έννοια του \hat{z} (V1) στην πράξη θα μπορεί να ανταποκριθεί σε πολύ μικρού μεγέθους ελάσματα. Κατά συνέπεια, η συγκόλληση κατά την έννοια του \hat{x} δεν αποτελεί επιλογή αλλά μονόδρομο.



Εικόνα 6.1: Παράδειγμα ελασμάτων ικανών για FSW από διάταξη T

Στην *Εικόνα 6.1* παρουσιάζεται παράδειγμα δύο ελασμάτων A και B ικανών προς συγκόλληση FSW από τη διάταξη T. Θεωρείται διαδρομή ραφής που εκτείνεται και στις 3 διαστάσεις του χώρου και τα ελάσματα προσανατολίζονται έτσι ώστε ο επιμήκης άξονας της ραφής να ταυτίζεται με τον άξονα \hat{x} . Με αυτή τη διάταξη, ο χώρος εργασίας του ρομπότ πρέπει να μπορεί να ικανοποιήσει τις σχετικές μετακινήσεις στις δύο άλλες χωρικές κατευθύνσεις, επομένως πρέπει να επαρκεί για να καλύψει τα σημειούμενα side και axial offsets. Εάν

γίνει λόγος για παράδειγμα για τις διαστάσεις της τροποποιημένης διάταξης τότε από τον χώρο εργασίας προκύπτει το μέγιστο side offset περί τα 720 mm και το μέγιστο axial offset περί τα 810 mm. Συγκριτικά για τη βελτιστοποιημένη διάταξη, εάν υπήρχε τρόπος ασφαλούς υλοποίησης, τα άνω offsets θα ήταν αντίστοιχα 2800 mm και 2100 mm. Οι διαστάσεις αυτές εξάγονται από τον χώρο εργασίας ως τα μεγαλύτερα ευθύγραμμα τμήματα κατά y και z που μπορούν να χαραχθούν με συνεχή τρόπο μεταξύ δύο σημείων εντός του χώρου εργασίας. Σε ό,τι αφορά τον άξονα x αυτός μπορεί εν δυνάμει να καλύπτει μία απόσταση έως και 2m και εξαρτάται από τις διαθέσιμες εμπορικές λύσεις και την αξιοπιστία τους. Υπό αυτήν την έννοια και για τέτοιας μορφής ελάσματα μπορεί πράγματι να γίνει η επιθυμητή κατεργασία με τον μελετούμενο χειριστή και την επέκτασή του στους 5 β.ε.

Τέλος, υπενθυμίζεται ότι η μελέτη έγινε για τις μέγιστες φορτίσεις που παρουσιάζονται σε κράματα αλουμινίου. Κατά συνέπεια ο χειριστής αυτός μπορεί να συγκολλήσει αλουμίνιο και άλλα όλκιμα υλικά όπως κράματα ορείχαλκου, μαλακούς χάλυβες και πολυμερή. Για σκληρότερα υλικά όπως οι ανοξείδωτοι χάλυβες κρίνεται αναγκαία η χρήση εξειδικευμένου μηχανήματος FSW.

7. Κατασκευαστικά σχόλια

Στο παρόν Κεφάλαιο παρουσιάζονται ορισμένες κατασκευαστικές προτάσεις για την υλοποίηση της διάταξης.

Στην *Εικόνα 7.1* παρουσιάζονται ενδεικτικά ένας γραμμικός φορέας με βαγονέτα καθώς και γραμμικός φορέας με επενέργηση. Φορείς τέτοιου τύπου χρησιμοποιούνται στα φορεία εργαλειομηχανών CNC αλλά και σε άλλες εφαρμογές υψηλών φορτίσεων. Οι φορείς αυτοί προσαρμόζονται στον κύριο γραμμικό φορέα που μπορεί να είναι κάποια κοιλοδοκός επαρκούς διατομής και φέρουν όσα βαγονέτα απαιτούνται για την κάλυψη των φορτίσεων. Επιπλέον μπορούν να τοποθετηθούν παράλληλα και σε απόσταση διαμοιράζοντας ακόμη περισσότερο τις φορτίσεις. Αποτελούν αξιόπιστη λύση και μπορούν να βρεθούν εύκολα στην αγορά σε μήκη έως και 6m. Όσον αφορά την επενέργηση, επειδή θα πρέπει και αυτή να μπορεί να ακολουθήσει με συνεχή τρόπο το μεγάλο μήκος των αξόνων, προτείνεται η χρήση servo-κινητήρα και τραπεζοειδή κοχλία επαρκούς διατομής. Τέτοιου τύπου λύση παρουσιάζεται σε μικρή κλίμακα στην *Εικόνα 7.1*. Ωστόσο, είναι εφικτό να σχεδιαστεί και υλοποιηθεί αντίστοιχη λύση μεγάλης κλίμακας για τον συγκεκριμένο χειριστή.



Εικόνα 7.1: Γραμμική οδήγηση στις βάσεις της διάταξης [44]

Για την επέκταση στους 5 β.ε. μπορούν να χρησιμοποιηθούν επενεργητές υδραυλικοί ή ακόμη και ενδεχομένως πνευματικοί, όπως της

Εικόνα 7.2 μικρής διαδρομής και υψηλής αντοχής σε πλευρικές φορτίσεις. Η τοποθέτησή τους απαιτεί προσοχή και πιθανότατα την εισαγωγή επιπλέον εξαρτημάτων στη μορφή βάσεων για τη σωστή στήριξή τους.



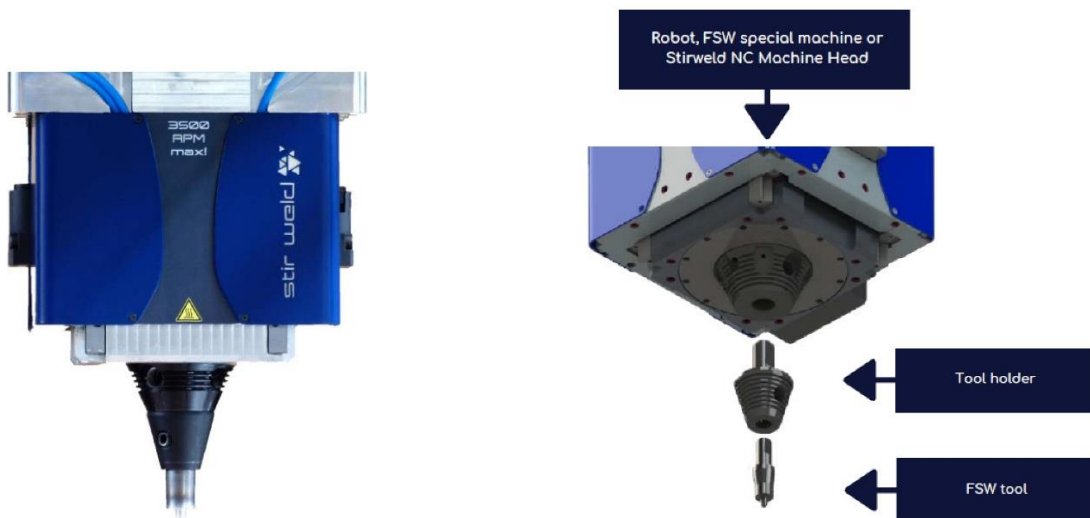
Εικόνα 7.2: Υδραυλικός γραμμικός επενεργητής [45]

Οι βραχίονες στο κύριο μέρος τους μπορούν να αποτελούνται από καλιμπρέ άξονες ακέραιους σε εμπορική ονομαστική διάταξη και υλικού μεγάλης στιβαρότητας και ανθεκτικότητας. Τέτοια κράματα χάλυβα υπάρχουν στο εμπόριο ικανά να φέρουν εις πέρας τις φορτίσεις και τις παραμορφώσεις της διάταξης, χωρίς την ανάγκη χρήσης του ιδιαίτερα ανθεκτικού εργαλειοχάλυβα της μοντελοποίησης. Ωστόσο, ξεχωριστά εξαρτήματα πρέπει να σχεδιαστούν προκειμένου να προσαρμοστούν στα άκρα των βραχιόνων οι εκάστοτε αρθρώσεις και οι επενεργητές του 4^{ου} και 5^{ου} β.ε. Τα εξαρτήματα αυτά θα πρέπει να μελετηθούν και σε επίπεδο αντοχής.

Το ΤΣΔ θα αποτελείται από ειδικά διαμορφωμένη βάση που θα φέρει τους σφαιρικούς συνδέσμους και τον κινητήρα και ό,τι άλλο απαιτείται για την κατεργασία. Σε ό,τι αφορά την κίνηση αυτή μπορεί να αποδοθεί με κλασικό τριφασικό κινητήρα 4 kW/3000 rpm όπως αυτός της *Εικόνα 7.3*. Ωστόσο, η προσαρμογή των στοιχείων σε αυτόν προκειμένου να γίνει σωστά η πρόσδεση των εργαλείων της κατεργασίας αποτελεί χρονοβόρα και απαιτητική από άποψη σχεδιασμού διαδικασία. Μία άλλη λύση είναι τα προϊόντα της *Stirweld* [2] όπως παρουσιάζονται στην *Εικόνα 7.4*. Η εταιρία αυτή εξειδικεύεται στην FSW και προωθεί κεφαλή με κινητήρα έτοιμη να δέσει στην κύρια άτρακτο εργαλειομηχανής CNC ή σε ρομποτικό χειριστή. Σε κάθε περίπτωση, η επικοινωνία με τη συγκεκριμένη εταιρία και η ζήτηση πληροφοριών είναι κάτι που αξίζει να γίνει.



Εικόνα 7.3: Τριφασικός κινητήρας [46]



Εικόνα 7.4: Τυποποιημένη λύση της Stirweld [14]

Η μεγαλύτερη πρόκληση ενδεχομένως είναι η υλοποίηση των αρθρώσεων. Σε ό,τι αφορά τις U-Joints αυτές που βρίσκονται στο εμπόριο αφορούν κυρίως τη μετάδοση ισχύος και είναι της μορφής της *Εικόνα 7.5*. Οι αρθρώσεις τέτοιου τύπου δεν μελετούνται στην αντοχή σε καμπτικά φορτία και δεν είναι σχεδιασμένες ώστε να αντέχουν τέτοιες φορτίσεις. Ιδανικότερα πρέπει να γίνει χρήση U-Joint μορφής σταυρού, όπως αυτή της *Εικόνα 7.6*. Ωστόσο, δεν υπάρχουν διαθέσιμα στο διαδίκτυο στοιχεία αντοχής και θα πρέπει να γίνει επικοινωνία με συγκεκριμένη εταιρία για να ληφθούν αυτά.

Οι σφαιρικοί σύνδεσμοι είναι ακόμη δυσκολότερο να ευρεθούν στο εμπόριο και είναι αρκετά πιθανό να πρέπει να κατασκευαστούν κατά παραγγελία. Γενικότερα, οι χρησιμοποιούμενοι σύνδεσμοι είναι πιθανό να ευρεθούν σε κατασκευαστές και προμηθευτές της αυτοκινητοβιομηχανίας.

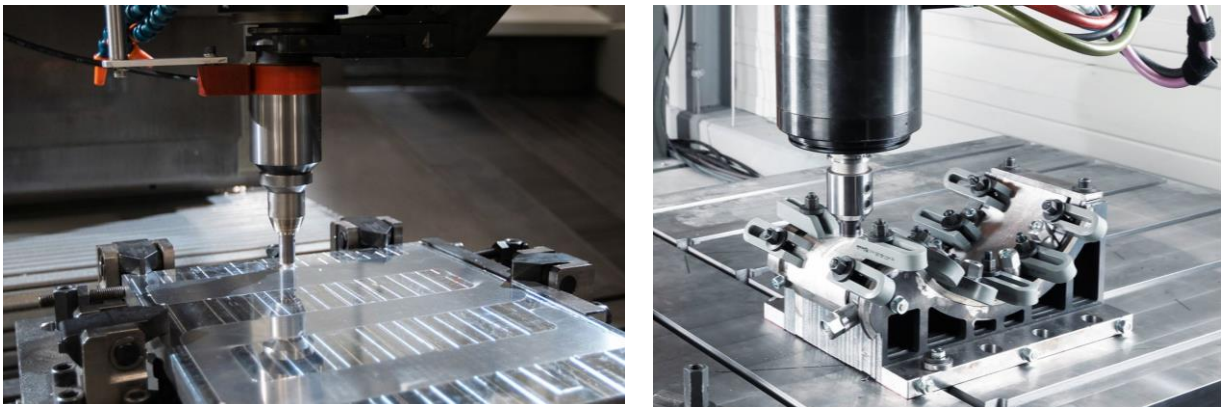


Εικόνα 7.5: Τυπική άρθρωση U για μετάδοση ισχύος [47]



Εικόνα 7.6: Άρθρωση U σε μορφή σταυρού [48]

Τέλος, σε ό,τι αφορά το σύστημα συγκράτησης των ελασμάτων πρέπει να προβλεφθεί χώρος υπό τη μορφή τράπεζας με επιφάνεια αναφοράς και δυνατότητα χρήσης φουρκετών. Επιπλέον, για την περίπτωση ελασμάτων με διαφοροποίηση στον \hat{z} άξονα θα πρέπει να σχεδιάζονται και οι αντίστοιχες ιδιοσυσκευές συγκράτησης.



Εικόνα 7.7: Συγκράτηση ελασμάτων με φουρκέτες [15] και ιδιοσυσκευή [2]

8. Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία έγιναν σημαντικά βήματα διερεύνησης της κινηματικής, του χώρου εργασίας και της στιβαρότητας ρομποτικής διάταξης T με στόχο την αποσαφήνιση της καταλληλότητας για κατεργασία FSW. Η κατεργασία αυτή αποτελεί μία από τις απαιτητικότερες από άποψη φορτίων και αυτό οδηγεί στην ανάγκη προσεκτικού σχεδιασμού και μελέτης για την αντοχή της διάταξης.

Η πορεία που ακολουθήθηκε στην επιλογή διαστάσεων της διάταξης αφορούσε τη βελτιστοποίησή της με κριτήριο την αύξηση του χώρου εργασίας. Στη συνέχεια όμως η στατική μελέτη έδειξε ότι η βελτιστοποιημένη αυτή λύση δεν μπορεί να ανταπεξέλθει στις ισχυρές φορτίσεις της κατεργασίας. Η τροποποιημένη διάταξη, η γεωμετρία της οποίας επιλέχθηκε διαισθητικά, έδειξε πως η κατανομή των δυνάμεων στο σύνολο του μηχανισμού μπορεί πράγματι να γίνει με αποδοτικότερο τρόπο, με πολύ σοβαρό αντίκτυπο όμως στον διαθέσιμο χώρο εργασίας. Η διαδικασία της βελτιστοποίησης, λοιπόν, έχοντας ως στόχο την αύξηση του χώρου εργασίας τείνει να εκφυλλίσει το πρόβλημα σε ένα μονοδιάστατο διάνυσμα με κοινή αρχή τις βάσεις των βραχιόνων και τέλος το σημείο αναφοράς. Η εισαγωγή των περιορισμών στις αποστάσεις των βάσεων είναι ο μοναδικός λόγος για τον οποίο το διάνυσμα αυτό παύει να είναι μονοδιάστατο και κατακεραματίζεται σε επιμέρους διανύσματα, τα οποία παραμένουν όμως κοντά μεταξύ τους. Επομένως, η εισαγωγή της στιβαρότητας στον αλγόριθμο βελτιστοποίησης μπορεί πρακτικά να γίνει με την εισαγωγή περιορισμών αποστάσεων των βάσεων καθώς και περιορισμών μείωσης του μήκους των βραχιόνων.

Ως λύση στη μείωση του χώρου εργασίας προτάθηκε η συγκόλληση με προσανατολισμό του επιμήκη άξονα της εκάστοτε ραφής παράλληλο στους γραμμικούς επενεργητές της βάσης της διάταξης. Με τον τρόπο αυτό μπορεί να υλοποιηθεί ραφή πολύ μεγαλύτερου μήκους έναντι των άλλων δύο διαστάσεων.

Η διάταξη μελετήθηκε λαμβάνοντας υπόψη τα φορτία που εμφανίζονται σε όλκιμα και εν γένει μαλακά υλικά. Η επέκτασή της σε σκληρότερα υλικά απαιτεί εκ νέου μελέτη και πιθανότατα σημαντική μείωση των διαστάσεών της και των αποστάσεων που λειτουργούν ως μοχλοβραχίονες για τις αναπτυσσόμενες ροπές στις βάσεις. Γενικότερα αναμένεται η ικανότητα συγκόλλησης μικρών τεμαχίων της τάξης του 300 x 300 mm. Άλλωστε και η KUKA που διαθέτει μακροχρόνια τεχνογνωσία στον τομέα της ρομποτικής φαίνεται να συγκολλά με επιτυχία πολύ μικρά τεμάχια έναντι του διαθέσιμου χώρου εργασίας των χειριστών που χρησιμοποιεί και μάλιστα σε περιοχή του χώρου εργασίας ευνοϊκή για την κατανομή των φορτίσεων στους επιμέρους συνδέσμους.

Η παρούσα εργασία δεν στοχεύει στην εύρεση της τελικής λύσης, καθώς αυτό εξαρτάται και από πλήθος άλλων παραγόντων όπως τους διαθέσιμους πόρους, τους στόχους παραγωγικότητας, τον διαθέσιμο χώρο και τη μορφή των επιθυμητών προϊόντων. Ωστόσο, με το τέλος αυτής της εργασίας υπάρχει σίγουρα περισσότερη γνώση για τη διάταξη αυτή καθώς και μία πρόταση της πορείας σχεδιασμού. Τα προτεινόμενα λοιπόν βήματα για την επιλογή των διαστάσεων της ρομποτικής διάταξης διαμορφώνονται ως εξής:

- 1) Προσδιορισμός του υλικού και των μέγιστων διαστάσεων με την έννοια των διακυμάνσεων για τα προς συγκόλληση ελάσματα. Αυτά θα πρέπει να είναι της μορφής της *Εικόνα 6.1* και ο περιορισμός των διαστάσεων θα αφορά μόνο τις διακυμάνσεις και όχι τη συνολική διάσταση των ελασμάτων, καθώς η κίνηση του χειριστή αφορά μόνο τη ραφή συγκόλλησης και όχι την υπόλοιπη επιφάνεια. Ως επιμήκης άξονας της ραφής θα επιλέγεται ο άξονας \hat{x} με τη σύμβαση της εργασίας. Για όλκιμα υλικά με μέγιστες διακυμάνσεις μικρότερες των 700 x 800 mm είναι πολύ πιθανό ότι μπορεί να ευρεθεί γεωμετρική λύση.
- 2) Προσδιορισμός των επενεργητών, των αρθρώσεων και των φορέων στήριξης ικανών να καλύψουν τα μέσα φορτία που βρέθηκαν για την τροποποιημένη διάταξη, όχι όμως και να τα υπερκαλύψουν. Η μείωση των διαστάσεων αναμένεται να οδηγήσει σε περαιτέρω μείωση των φορτίων. Στο στάδιο αυτό είναι σημαντικό να εντοπισθούν οι πραγματικοί περιορισμοί χώρου για την υλοποίηση της διάταξης με σχετική ασφάλεια ως προς τις ενδεχόμενες εσωτερικές συγκρούσεις των στοιχείων.
- 3) Εξαγωγή των πραγματικών γεωμετρικών περιορισμών για τις αποστάσεις των φορέων και των επιμέρους στοιχείων τους. Προτείνεται τα μήκη των βραχιόνων να τεθούν εξαρχής μικρότερα του 1.5 m για αποφυγή συντονισμών. Οι γεωμετρικοί περιορισμοί μπορούν να εκφραστούν είτε με τις αδιάστατες παραμέτρους είτε εξαρχής με τις πραγματικές τους διαστάσεις τροποποιώντας την αντικειμενική συνάρτηση.

- 4) Βελτιστοποίηση του χώρου εργασίας με τη μέθοδο που εφαρμόστηκε στην εργασία ή άλλη αντίστοιχη εισάγοντας τους πραγματικούς γεωμετρικούς περιορισμούς του προβλήματος και εφαρμόζοντας την κινηματική ανάλυση που παρουσιάστηκε.
- 5) Στατική και συχνοτική μελέτη της διάταξης που προκύπτει για τα φορτία της βιβλιογραφίας σε διάφορα σημεία του χώρου εργασίας.
- 6) Έλεγχος ικανοποίησης αποτελεσμάτων: μηχανική αντοχή, αποφυγή συντονισμών, ωφέλιμος χώρος εργασίας ικανός να καλύψει τις επιθυμητές διακυμάνσεις της ραφής συγκόλλησης.
- 7) Εάν τα αποτελέσματα καλύπτουν όλες τις απαιτήσεις, τότε μπορεί να γίνει πιο λεπτομερής σχεδιασμός της διάταξης ή να δοκιμασθεί ακόμη μικρότερη εκδοχή της προκειμένου για μεγαλύτερη στιβαρότητα και μείωση κόστους εξαρτημάτων. Εάν ωστόσο τα αποτελέσματα δεν είναι τα επιθυμητά, τότε η διαδικασία θα πρέπει να επαναληφθεί χαλαρώνοντας κάποιον από τους περιορισμούς που τέθηκαν. Εάν ο χώρος εργασίας δεν επαρκεί, θα πρέπει να γίνει μεγέθυνση του ρομποτικού χειριστή με ιδιαίτερη προσοχή για τη στιβαρότητά του.

Σε κάθε περίπτωση πρόκειται για μία επαναληπτική διαδικασία με πλήθος συμβιβασμών η οποία είναι αναπόφευκτο να γίνει εάν πρόκειται για πραγματική κατασκευή μίας τέτοιας διάταξης. Για περιπτώσεις μικρών σχετικά ραφών η διάταξη T αναμένεται ικανή να δώσει στιβαρή και αξιόπιστη λύση, χωρίς μάλιστα ιδιαίτερες απαιτήσεις στο κομμάτι του ελέγχου δεδομένης της ακρίβειας που επιτυγχάνει ήδη από τον ανοικτό βρόχο. Για περιπτώσεις μεγαλύτερων ραφών όπου η διάταξη κρίνεται πλέον επικίνδυνο να μεγαλώσει, θα πρέπει να χρησιμοποιηθούν επιπλέον συστήματα υποβοήθησης και στήριξης της ή σύστημα προώθησης και εν γένει μετακίνησης των προς συγκόλληση ελασμάτων, δηλαδή αποδίδοντας βαθμούς ελευθερίας κατά την έννοια του επιπέδου στο ίδιο το φορείο συγκράτησης των ελασμάτων.

Βιβλιογραφία

- [1] A. Arian, B. Danaei, H. Abdi, and S. Nahavandi, “Kinematic and dynamic analysis of the Gantry-Tau, a 3-DoF translational parallel manipulator,” *Applied Mathematical Modelling*, vol. 51, pp. 217–231, Nov. 2017, doi: 10.1016/j.apm.2017.06.012.
- [2] “KUKA.” <https://www.kuka.com/> (accessed May 24, 2021).
- [3] J. He, H. Gu, and Z. Wang, “Solving the forward kinematics problem of six-DOF Stewart platform using multi-task Gaussian process,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 227, no. 1, Jan. 2013, doi: 10.1177/0954406212444508.
- [4] O. Yeliseienko, “Autodesk Online Galler.” <https://gallery.autodesk.com/projects/148873/gough-stewart-platform-1> (accessed May 24, 2021).
- [5] “PKM.” <http://www.pkmtricept.com/productos/index.php?id=en&Nproduct=1240238098> (accessed May 24, 2021).
- [6] Z. Zhu, J. Li, Z. Gan, and H. Zhang, “Kinematic and dynamic modelling for real-time control of Tau parallel robot,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 40, no. 9, pp. 1051–1067, Sep. 2005, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2004.12.024.
- [7] J. de Backer and G. Bolmsjö, “Deflection model for robotic friction stir welding,” *Industrial Robot*, vol. 41, no. 4, pp. 365–372, 2014, doi: 10.1108/IR-01-2014-0301.
- [8] C. B. Smith, “Robotic Friction Stir Welding using a Standard Industrial Robot.”
- [9] N. Mendes, P. Neto, A. Loureiro, and A. P. Moreira, “Machines and control systems for friction stir welding: A review,” *Materials and Design*, vol. 90, pp. 256–265, 2016, doi: 10.1016/j.matdes.2015.10.124.
- [10] M. Soron and I. Kalaykov, “A Robot Prototype for Friction Stir Welding.”
- [11] C. B. Smith, J. F. Hinrichs, and W. A. Crusan, “Robotic Friction Stir Welding: State of the Art.”
- [12] G. E. Cook, R. Crawford, D. E. Clark, and A. M. Strauss, “Robotic friction stir welding,” *Industrial Robot*, vol. 31, no. 1, pp. 55–63, 2004. doi: 10.1108/01439910410512000.
- [13] A. Catarina and F. Magalhães, “Thermoelectric Measurements for Temperature Control of Robotic Friction Stir Welding,” 2020.
- [14] “STIRWELD.” <https://stirweld.com/en/> (accessed May 24, 2021).
- [15] “RRS SCHILLING.” <https://www.rrs-schilling.de/en/> (accessed May 24, 2021).
- [16] “Grenzebach Group.” <https://www.grenzebach.com/en/> (accessed May 24, 2021).
- [17] J. K. Raghulapadu, J. Peddieson, G. R. Buchanan, and A. C. Nunes, “A Rotating Plug Model of Friction Stir Welding Heat Transfer,” *Heat Transfer Engineering*, vol. 29, no. 3, Mar. 2008, doi: 10.1080/01457630701758187.
- [18] M. Guillo and L. Dubourg, “Impact & improvement of tool deviation in friction stir welding: Weld quality & real-time compensation on an industrial robot,” *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 39, pp. 22–31, Jun. 2016, doi: 10.1016/j.rcim.2015.11.001.

- [19] E. Verband der Elektrotechnik and Institute of Electrical and Electronics Engineers., “Robotic Friction Stir Welding of complex geometry and mixed materials.”
- [20] FSW-Tech Erasmus+, *FSW-Tech Handbook for Specialists and Engineers – EN*.
- [21] S. Zimmer-Chevret *et al.*, “FSW process tolerance according to the position and orientation of the tool: Requirement for the means of production design,” in *Materials Science Forum*, 2014, vol. 783–786, pp. 1820–1825. doi: 10.4028/www.scientific.net/msf.783-786.1820.
- [22] H. Takahara, Y. Motoyama, M. Tsujikawa, S. Oki, S. W. Chung, and K. Higashi, “Allowance of deviation and gap in butt joint on friction stir welding,” in *Advanced Materials Research*, 2007, vol. 15–17, pp. 375–380. doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.15-17.375.
- [23] R. Rai, A. De, H. K. D. H. Bhadeshia, and T. DebRoy, “Review: Friction stir welding tools,” *Science and Technology of Welding and Joining*, vol. 16, no. 4, pp. 325–342, May 2011, doi: 10.1179/1362171811Y.0000000023.
- [24] M. Murray, G. Hovland, and T. Brogårdh, “Collision-free workspace design of the 5-axis Gantry-Tau parallel kinematic machine,” in *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2006, pp. 2150–2155. doi: 10.1109/IROS.2006.282497.
- [25] I. A. Bonev, “GEOMETRIC ANALYSIS OF PARALLEL MECHANISMS,” 2002.
- [26] “ODE Wiki.” <http://ode.org/wikiold/htmlfile15.html> (accessed May 24, 2021).
- [27] Y. Cao, K. Lu, X. Li, and Y. Zang, “Accurate Numerical Methods for Computing 2D and 3D Robot Workspace,” *International Journal of Advanced Robotic Systems*, vol. 8, no. 6, pp. 1–13, Dec. 2011, doi: 10.5772/45686.
- [28] D. S. Zhang, Y. D. Xu, J. T. Yao, and Y. S. Zhao, “Analysis and optimization of a spatial parallel mechanism for a new 5-DOF hybrid serial-parallel manipulator,” *Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition)*, vol. 31, no. 3, Jun. 2018, doi: 10.1186/s10033-018-0251-4.
- [29] Y. Cao, H. Zang, L. Wu, and T. Lu, “An engineering-oriented method for the three dimensional workspace generation of robot manipulator Motion planning of robot manipulators View project An Engineering-oriented Method for the Three Dimensional Workspace Generation of Robot Manipulator ★,” 2011. [Online]. Available: <http://www.joics.com>
- [30] L. Johannesson, V. Berbyuk, and T. Brogårdh, “Gantry-Tau-A New Three Degrees of Freedom Parallel Kinematic Robot.”
- [31] I. Tyapin and G. Hovland, “Kinematic and elastostatic design optimisation of the 3-DOF gantry-tau parallel kinematic manipulator,” *Modeling, Identification and Control*, vol. 30, no. 2, pp. 39–56, 2009, doi: 10.4173/mic.2009.2.1.
- [32] L. Sun and L. Fang, “An approximation method for stiffness calculation of robotic arms with hybrid open- and closed-loop kinematic chains,” *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 10, no. 2, Feb. 2018, doi: 10.1177/1687814018761297.
- [33] T. Sun, H. Wu, B. Lian, Y. Qi, P. Wang, and Y. Song, “Stiffness modeling, analysis and evaluation of a 5 degree of freedom hybrid manipulator for friction stir welding,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 231, no. 23, pp. 4441–4456, Dec. 2017, doi: 10.1177/0954406216668911.
- [34] A. Klimchik, A. Pashkevich, D. Chablat, and G. Hovland, “Compliance error compensation technique for parallel robots composed of non-perfect serial chains.”

- [35] M. Holmstrand and K. Silvebåge, “Compliance compensation and external control of a Gantry-Tau robot A summary of a Master thesis report by.”
- [36] S. Mousavi, V. Gagnol, B. C. Bouzgarrou, and P. Ray, “Model-based stability prediction of a machining robot,” in *Mechanisms and Machine Science*, 2017, vol. 46, pp. 379–387. doi: 10.1007/978-3-319-45450-4_38.
- [37] IEEE Robotics and Automation Society. and Institute of Electrical and Electronics Engineers, “Comparative Study of Stiffness Modeling Methods for A Novel Industrial Robotic Arm with Hybrid Open- and Closed-Loop Kinematic Chains.”
- [38] J. Friman, “Kinematics and force control for a Gantry-Tau robot,” 2010, [Online]. Available: <http://www.control.lth.se/publications/>
- [39] N. Andreff and I. Dressler, “Closed-form calibration of the Gantry-Tau parallel robot,” in *2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, IROS*, 2008, pp. 993–998. doi: 10.1109/IROS.2008.4650904.
- [40] G. Hovland, M. Choux, M. Murray, and T. Brogårdh, “Benchmark of the 3-DOF Gantry-Tau Parallel Kinematic Machine,” 2007.
- [41] “Automatic Kinematic Calibration of a Modular Gantry-Tau Parallel Robot from a Kinematics Point of View,” IEEE Xplore, 2008.
- [42] M. R. Chalak Qazani, S. Pedrammehr, H. Abdi, and S. Nahavandi, “Performance Evaluation and Calibration of Gantry-Tau Parallel Mechanism,” *Iranian Journal of Science and Technology - Transactions of Mechanical Engineering*, vol. 44, no. 4, pp. 1013–1027, Dec. 2020, doi: 10.1007/s40997-019-00322-y.
- [43] I. Dressler, J. Schiffer, and A. Robertsson, “Modeling and Control of a Parallel Robot Using Modelica,” in *Proceedings of the 7 International Modelica Conference Como, Italy*, Oct. 2009, vol. 43, pp. 261–269. doi: 10.3384/ecp09430118.
- [44] “MISUMI.” <https://uk.misumi-ec.com/> (accessed May 24, 2021).
- [45] “Parker.” <https://ph.parker.com/us/en/cylinders-and-actuators> (accessed May 24, 2021).
- [46] “Valiadis Hellenic Motors.” <https://www.valiadis.gr/> (accessed May 24, 2021).
- [47] “Belden Universal.” <https://www.beldenuniversal.com/> (accessed May 24, 2021).
- [48] “MOOG.” <https://www.moogparts.com/> (accessed May 24, 2021).

Παράρτημα Α: Αναλυτικός πίνακας εργαλείων και παραμέτρων ανά υλικό [3]

Table 1 Tool materials, geometries and welding variables used for FSW of several magnesium alloys*

Workpiece material	Tool material	Tool shape and size	Operating parameters	Remarks	Reference
AZ31 Mg, 1.5 mm thick	H13 steel	SD: 10 mm; PD: 4 mm; PL: 1.8 mm; PS: SCT, 3F with M4 threads	1000–3000 rev min ⁻¹ ; dwell time: 1, 4 s; plunge rate: 0–10 mm s ⁻¹ ; FSSW		79
AZ31 Mg, 1.5 mm	H13 steel, 46–48 HRC	SD: 10 mm; PD: 4 mm; PL: 1.8 mm; PS: SCT, and threaded and unthreaded 3F	1000–3000 rev min ⁻¹ ; dwell time: 1 s; plunge rate: 2.5 mm s ⁻¹ ; FSSW	Welds with 3F/threaded superior to those with SCT	115
AZ31B-H24 Mg alloy, 2 mm		PD: 3.175 mm; PL: 1.65 mm; PS: SC, LHT, RHT	1000–2000 rev min ⁻¹ ; 300–1800 mm min ⁻¹	Joint efficiencies: 74–83%	101
AZ31B Mg alloy, 6 mm	Mild steel, stainless steel, armour steel, high carbon steel, high speed steel	SD: 15, 18, 21 mm; PS: SC, TC, SCT, triangular and square; PL: 5.7 mm; PD: 6 mm	1600 rev min ⁻¹ ; 40 mm min ⁻¹ ; 0° tilt	Joint efficiencies: 48.8–96.7%	134
AZ31B-H24 Mg alloy, 2 mm	H13 steel	SD: 19 mm; PL: 2–3.5 mm; PD: 6.35 mm	1200 mm min ⁻¹ ; 500–2000 rev min ⁻¹	Joint efficiencies: up to 62%	135

*SD: shoulder diameter; PD: pin diameter; PL: pin length; PS: pin shape; SC: straight circular; TC: tapered circular; SCT: straight circular threaded; LHT (RHT): left (right) handed thread; 3F: three flats; FSSW: friction stir spot welding. Joint efficiency is the ratio of the tensile strength of the joint to that of the base metal.

Table 2 Tool materials, geometries and welding variables used for FSW of several aluminium alloys*

Workpiece material	Tool material	Tool shape and size	Operating parameters	Remarks	Reference
6111-T4 Al alloy, 0.9 mm thick	H13 steel	SS: flat with scroll; SD: 10 mm; PL: 0–1.6 mm	2000 rev min ⁻¹ ; dwell time: 2.5 s; plunge rate: 2.5 mm s ⁻¹ ; FSSW	Better quality with pinless tool	136
7075-T7351, 6.35 mm		PS: Triflute, Trivex	394 and 457 rev min ⁻¹ ; 300–540 mm min ⁻¹	Weld UTS: 470–488 MPa	133
7075-T7351; 6.35 mm, 16 mm	1. MP159; 2. Dievar tool steel; 3. MP159 pin, H13 shoulder	PS: threaded	190–457 rev min ⁻¹ ; 0.3–1.4 mm rev ⁻¹	Surface scaling and voiding problems	137
Al alloys, 5 mm		SS: concave; SD: 15 mm; PS: SC, SCT, triangular; PL: 4.7 mm, 6 mm	600–1500 rev min ⁻¹ ; 25–1000 mm min ⁻¹ ; 3° tilt	Peak joint efficiencies: 70–100%	82
7020-T6 Al alloy, 4 mm	Steel	SD: 10–20 mm, flat; PD: 3–8 mm; PL: 4.2 mm; PS: frustum and SC	1400 rev min ⁻¹ ; 80 mm min ⁻¹	Peak joint efficiency: 92%	80
6082-T6 Al, 1.5 mm		SS: scroll, cavity, fillet; PD: 1.7 mm; PS: SC; PL: 1.2 mm	1810 rev min ⁻¹ ; 460 mm min ⁻¹ ; 2° tilt	Joint efficiencies: ~76%	138
6061-T6 Al, 9.5 mm and 12.7 mm	H13 steel	SD: 25.4 mm; PD: 5.2–7.6 mm; PL: 1.8–7.1 mm	650 rev min ⁻¹ ; 150 or 200 mm min ⁻¹ ; 3° tilt		120
6061-T6 Al, 6.3 mm		SS: concave; SD: 26 mm; PD: 5.6 mm; PL: 5.9 mm; PS: SCT	286–1150 rev min ⁻¹ ; 30–210 mm min ⁻¹		118
5754 Al, 1.32 mm	H13 steel	SS: concave, convex, flat; SD: 12 mm; PD: 5 mm; PL: 1.6 mm	1500 rev min ⁻¹ ; dwell time: 2 s; plunge rate: 20 mm min ⁻¹ ; FSSW		116
A319 and A413 Al alloy, 6 mm	Tool steel	PD: 6 mm	1000 rev min ⁻¹ ; 120 mm min ⁻¹	No property degradation in weld metal	13
7020-T6 Al, 4 mm	High carbon steel	SS: concave; SD: 13 mm; PS: SC, TC3F; PL: 3.19 mm; PD: 5 mm	300–1620 rev min ⁻¹ ; 100–900 mm min ⁻¹ ; 2.5° tilt		77

*SD: shoulder diameter; PL: pin length; PD: pin diameter; PS: pin shape; SS: shoulder shape; SC: straight circular; SCT: straight circular threaded; TC3F: tapered circular with three flats; UTS: ultimate tensile strength; FSSW: friction stir spot welding. Joint efficiency is the ratio of the tensile strength of the joint to that of the base metal.

Table 3 Tool materials, geometries and welding variables used for FSW of several metal matrix composites*

Workpiece material	Tool material	Tool shape and size	Operating parameters	Remarks	Reference
6061-T6 Al + 20%Al ₂ O ₃ , 5 and 6 mm thick	AISI oil hardened Tool steel (62 HRC)	SD: 19 mm; PS: SCT; PD: 6.3 mm	500–2000 rev min ⁻¹ ; 60–540 mm min ⁻¹ ; 1° tilt	No wear after some distance (150–300 mm) depending on process parameters	9, 10
Al 359+ 20%SiC, 4 mm	AISI oil hardened tool steel (62 HRC)	SD: 19 mm; PS: SCT; PD: 6.3 mm; PL: 3.6 mm	500–1000 rev min ⁻¹ ; 360 and 660 mm min ⁻¹		11
Al 359+ 20 vol.-%SiC, 4 mm	AISI oil hardened steel	SD: 19 mm diameter; PD: 6.3 mm	1000 rev min ⁻¹ ; 60–540 mm min ⁻¹		26
Al–10 wt-%TiB ₂ , 6 mm	High C high Cr steel (60–62 HRC)	SD: 16 mm; PS: SSq, TSq, SOct, TOct, SHex, THex,	2000 rev min ⁻¹ ; 30 mm min ⁻¹	Joint efficiencies: 78.9–99.5%	84
Al–15 wt-% Mg ₂ Si, 6 mm	H13 steel	SD: 18 mm; PS: TCT; PL: 5.7 mm	710–1400 rev min ⁻¹ ; 125 mm min ⁻¹	Joint efficiencies: 80–98%	14
AA 6061–(3–7)%TiC, 6 mm	High C, high Cr steel	PS: SSq, TSq, SHex, THex, TOct	30–135 mm min ⁻¹	Joint efficiencies: 72–114%	139

*SD: shoulder diameter; PL: pin length; PD: pin diameter; PS: pin shape; SCT: straight circular threaded; TCT: tapered circular threaded; SSq: square; TSq: tapered square; SHex: hexagonal; THex: tapered hexagonal; TOct: tapered octagonal. Joint efficiency is the ratio of the tensile strength of the joint to that of the base metal.

Table 4 Tool materials, geometries and welding variables used for FSW of several titanium and its alloys*

Workpiece material	Tool material	Tool shape and size	Operating parameters	Remarks	Reference
cp-Ti, 3 mm	pcBN	SS: concave; SD: 15 mm; PS: tapered at 45° and truncated; PL: 1.7 mm; PD _t : 5.1 mm	200 rev min ⁻¹ ; 50 mm min ⁻¹ ; Ar shield	Severe tool wear	30
Ti, 3 mm	1. HSS; 2. WC pin, HSS shoulder; 3. WC pin, W shoulder	SD: 18 mm; PS: SC; PD: 5 mm; PL: 2.85 mm	(1250 rev min ⁻¹ ; 32 mm s ⁻¹), (1500 rev min ⁻¹ ; 60 mm min ⁻¹); tilt angle: 1, 3°	Up to 100% joint efficiency obtained with W–WC tool with low wear; low strength and high wear with other tools	62
Ti–6Al–4V, 3–12 mm	W–La alloy	SD: 19–32 mm; PS: tapered; PL: 2.8–13.3 mm	150–750 rev min ⁻¹ ; 50–200 mm min ⁻¹	Joint efficiency: >100%	70, 140–142
Ti, 2 mm	WC–Co	SD: 15 mm; PL: 2 mm; PD: 6 mm	200–350 rev min ⁻¹ ; 50–150 mm min ⁻¹	Joints that failed in BM for some cases	143
Timetal 21S, 1.59 mm	W alloy	Proprietary	200 rev min ⁻¹ ; 51–305 mm min ⁻¹ ; Ar shield	No volumetric defects found	144
Ti, 5–6 mm	Sintered TiC		1000 rev min ⁻¹ ; 500 mm min ⁻¹	Joint efficiency: 97%	74
Ti–6Al–4V, 2 mm	W–3 wt-%Re	SD: 11 mm; PL: 1.8 mm; PD _t : 6 mm; PD _b : 4 mm	400 rev min ⁻¹ ; 50 mm min ⁻¹ ; 2.5° tilt; Ar shield	No volumetric defects found	145
Ti–5111 plate, 12.7 mm	W alloy	PL: 12.7 mm; PD _t : 25.4 mm; PD _b : 9.5 mm	140 rev min ⁻¹ ; 51 mm min ⁻¹		146
Ti–15V–3Cr–3Al–3Sn, 3 mm	Mo based alloy	SS: convex; SD: 15 mm; PD _t : 5.1 mm; PD _b : 3 mm	400 rev min ⁻¹ ; 60 mm min ⁻¹ ; Ar shield		76

*SD: shoulder diameter; PD: pin diameter; PL: pin length; PD_t: pin diameter at the top (larger diameter) for tapered pin; PD_b: pin diameter at the bottom (smaller diameter) for tapered pin; PS: pin shape; SS: shoulder shape; SC: straight circular; BM: base metal. Joint efficiency is the ratio of the tensile strength of the joint to that of the base metal.

Table 5 Tool materials, geometries and welding variables used for FSW of several ferrous alloys*

Workpiece material	Tool material	Tool shape and size	Operating parameters	Remarks	Reference
Fe-1.02C-0.24Si-0.37Mn-1.42Cr, 2.3 mm thick	pcBN	SD: 14 mm; PL: 2 mm; PD _t : 5.8 mm; PD _b : 4 mm	400–800 rev min ⁻¹ ; 76 mm min ⁻¹ ; Ar	Defect free welds produced at all rates	31
NSSC 270 superaustenitic SS, 6 mm	pcBN	Convex scrolled shoulder step spiral (CS4) pin tool	400 and 800 rev min ⁻¹ ; 30–60 mm min ⁻¹	Strength and ductility comparable with that of the base metal at 400 rev min ⁻¹ ; more intermetallic phases at 800 rev min ⁻¹ caused poor joints	36
SAF 2507 super duplex SS, 4 mm	pcBN	SD: 25 mm; PL: 3.8 mm	450 rev min ⁻¹ ; 60 mm min ⁻¹ ; 3.5° tilt	Joint strength similar to base metal	32
DP 780 carbon steel, 1.5 mm	pcBN	SS: concave; PS: tapered, various step geometries; PL: 2 mm	800–1600 rev min ⁻¹ ; dwell time: 1–10 s; FSSW	Lap shear strengths greater than RSW achieved for dwell time 8 s or greater	33
430 ferritic, 329J4L duplex, 304, 316L and 310 steels, 6 mm	pcBN	PL: 4.29 mm	550 rev min ⁻¹ ; 80 mm min ⁻¹ ; 3.5° tilt angle; Ar	Significant tool wear	34
Hot stamped boron steel, 1.4 mm	pcBN	SS: concave; SD: 10.2 mm; PL: 2.3 mm; TC3F	35 mm overlap welds; 800–2000 rev min ⁻¹ ; 1.9–10.5 s welding time	'Hundreds' of welds made without significant wear	35
304L SS, 3.2 mm	W alloy	SD: 19 mm	300 and 500 rev min ⁻¹ ; 102 mm s ⁻¹ ; Ar	UTS of weld lager than UTS of base metal	65
15-5PH, 2.6 mm	W-25%Re	SS: concave; SD: 16 mm; PD: 6 mm; PL: 2.1 mm	300–450 rev min ⁻¹ ; 60–350 mm min ⁻¹ ; tilt angle: 3°; Ar	Joint efficiencies: 80–98%; tool wear at pin tip and shoulder edge	57
DP 600, 1.22 mm	W-25%Re	SD: 10 mm; PS: TC; PL: 1.7 mm; PD: 4.5.1 mm	3000 rev min ⁻¹ ; plunge rate: 30–60 mm min ⁻¹ (FSSW)	Properties similar to RSW	55
Low carbon steel, 0.6 mm	1. WC-13% Co; 2. WC-13%Co+6%Ni, 1.5%Cr ₃ C ₂	PS: SC	1600 rev min ⁻¹ ; plunge rate: 15 mm min ⁻¹ (FSSW)	Acceptable strengths for all 500 welds; self-optimised tool after high initial wear	67
Carbon steel, 1.6 mm	WC based	SD: 12 mm; PD: 4 mm; PS: SC; PL: 1.4–1.5 mm	100–800 rev min ⁻¹ ; 25–400 mm min ⁻¹ ; 3° tilt	Joints stronger and more ductile than base metal	147, 148
SK5 steel, 1.6 mm	WC based	SD: 12 mm; PD: 4 mm; PL: 1.5 mm	100–400 rev min ⁻¹ ; 100–200 mm min ⁻¹ ; 3° tilt; Ar shield	Joints strengths similar to or higher than base metal	149
AISI 1018 mild steel, 6.3 mm	Mo and W based tools		25.4–102 mm min ⁻¹	Defect free welds were obtained and failure occurred in base metal; greatest tool wear occurred during plunge stage	75
DP 590 steel, 1.2 mm	Si ₃ N ₄ , with and without TiC, TiN coating	SS: concave; SD: 10 mm; PL: 1.3 mm; PD: 4 mm	3000 rev min ⁻¹ ; Ar (FSSW lap joint)	Contaminations with Si and N from tool caused reduction in strength	73

*SD: shoulder diameter; PD: pin diameter; PL: pin length; PD_t: pin diameter at the top (larger diameter) for tapered pin; PD_b: pin diameter at the bottom (smaller diameter) for tapered pin; PS: pin shape; SS: shoulder shape; SC: straight circular; TC: tapered circular; FSSW: friction stir spot welding; RSW: resistance spot welding; UTS: ultimate tensile strength.

Παράρτημα Β: Κώδικες MatLab

Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης

```
function P = ObjFcn(x)

% Constraints for algorithm
% lb = [-90 -90 -90 0.1 0.1 0.1 0.1 0.1 0.1];
% ub = [180 180 180 10 10 10 2 2 2];
% a3 <= a1 <= a2 Implementation in toolbox: Linear Ineq Ax<=b
% A=[[-1 0 1 0 0 0 0 0 0];[1 -1 0 0 0 0 0 0 0]], b=[0 0]

a1=x(1); a2=x(2); a3=x(3);

c1y = cos(deg2rad(a1)); c1z = cos(deg2rad(a1-90));
c2y = cos(deg2rad(a2)); c2z = cos(deg2rad(a2-90));
c3y = cos(deg2rad(a3)); c3z = cos(deg2rad(a3-90));

m1=x(4); m2=x(5); m3=x(6);
c1s=x(7); c2s=x(8); c3s=x(9);

G1x = 0; G1y = c1y; G1z = c1z;
G2x = 0; G2y = c2y; G2z = c2z;
G3x = 0; G3y = c3y; G3z = c3z;

c1 = c1s^2; c2 = c2s^2; c3 = c3s^2;
k1s = c1s/m1; k2s = c2s/m2; k3s = c3s/m3;
%k1 = k1s^2; k2 = k2s^2; k3 = k3s^2;

g1x = G1x*k1s; g1y = G1y*k1s; g1z = G1z*k1s;
g2x = G2x*k2s; g2y = G2y*k2s; g2z = G2z*k2s;
g3x = G3x*k3s; g3y = G3y*k3s; g3z = G3z*k3s;

%% Find percentage of unreachable space

qmin = 0.3; qmax = 0.7; qstep = 0.1; Cmax = 0; C = 0;

for q1 = qmin:qstep:qmax
    for q2 = qmin:qstep:qmax
        for q3 = qmin:qstep:qmax

            Cmax = Cmax+1;
            syms rx ry rz
            syms l1x l1y l1z l2x l2y l2z l3x l3y l3z

            eqn1 = g1x+l1x+q1 == rx;
            eqn2 = g2x+l2x+q2 == rx;
            eqn3 = g3x+l3x+q3 == rx;
            eqn4 = g1y+l1y == ry;
            eqn5 = g2y+l2y == ry;
            eqn6 = g3y+l3y == ry;
            eqn7 = g1z+l1z == rz;
            eqn8 = g2z+l2z == rz;
            eqn9 = g3z+l3z == rz;

            eqn10 = l1x^2+l1y^2+l1z^2 == c1;
            eqn11 = l2x^2+l2y^2+l2z^2 == c2;
            eqn12 = l3x^2+l3y^2+l3z^2 == c3;

            SOL =
            solve([eqn1,eqn2,eqn3,eqn4,eqn5,eqn6,eqn7,eqn8,eqn9,eqn10,eqn11,eqn12],[rx,ry,rz,l1x,l1y,l1z,l2x,l2y,l2z,l3x,l3y,l3z]);
```


Μελέτη Καταλληλότητας Ρομποτικής Διάταξης T για Κατεργασίες Συγκόλλησης Διά Τριβής

```
rx_s = double(SOL.rx);
ry_s = double(SOL.ry);
rz_s = double(SOL.rz);
l1x_s = double(SOL.l1x); l1y_s = double(SOL.l1y); l1z_s = double(SOL.l1z);
l2x_s = double(SOL.l2x); l2y_s = double(SOL.l2y); l2z_s = double(SOL.l2z);
l3x_s = double(SOL.l3x); l3y_s = double(SOL.l3y); l3z_s = double(SOL.l3z);

rxim = imag(rx_s); ryim = imag(ry_s); rzim = imag(rz_s);
l1xim = imag(l1x_s); l1yim = imag(l1y_s); l1zim = imag(l1z_s);
l2xim = imag(l2x_s); l2yim = imag(l2y_s); l2zim = imag(l2z_s);
l3xim = imag(l3x_s); l3yim = imag(l3y_s); l3zim = imag(l3z_s);

% Solution check
sol1 = ((rxim(1) || ryim(1) || rzim(1) || l1xim(1) || l1yim(1) || l1zim(1) ||
l2xim(1) || l2yim(1) || l2zim(1) || l3xim(1) || l3yim(1) || l3zim(1)) ~ = 0 || (l1x_s(1) < 0
|| l2x_s(1) < 0 || l3x_s(1) < 0));
sol2 = ((rxim(2) || ryim(2) || rzim(2) || l1xim(2) || l1yim(2) || l1zim(2) ||
l2xim(2) || l2yim(2) || l2zim(2) || l3xim(2) || l3yim(2) || l3zim(2)) ~ = 0 || (l1x_s(2) < 0
|| l2x_s(2) < 0 || l3x_s(2) < 0));

if (sol1 && sol2)
    C = C+1; % counter of unreachable {q1,q2,q3}
end

end

end
end

P = C/Cmax*100; %percentage of unreachable combinations
filename = strcat('CONFIG_', num2str(a1), '-', num2str(a2), '-', num2str(a3), '--',
', num2str(m1), '-', num2str(m2), '-', num2str(m3), '--', num2str(c1s), '-', num2str(c2s), '-
', num2str(c3s), '.mat');
save(filename)
disp(P)

end
```

Χάραξη γόρου εργασίας

```
clear all

load workspace_high_analysis.mat

N=length(wspc.q1);
c=0; classes=100; dex=0;
RXmax=max(max(wspc.rx1),max(wspc.rx2));
RXmin=min(min(wspc.rx1),min(wspc.rx2));
span=(RXmax-RXmin)/classes;

for k=1:classes
    RXm(k)=RXmin+k*span+span/2; %mid value of each class
end

for i=1:N
    if ~isnan(wspc.rx1(i)) %rx1 is a solution
        c=c+1; j=1;
        RX(c)=wspc.rx1(i); RY(c)=wspc.ry1(i); RZ(c)=wspc.rz1(i);
        Q1(c)=wspc.q1(i); Q2(c)=wspc.q2(i); Q3(c)=wspc.q3(i);
    end
    if ~isnan(wspc.rx2(i)) %rx2 is a solution
        c=c+1;
        RX(c)=wspc.rx2(i); RY(c)=wspc.ry2(i); RZ(c)=wspc.rz2(i);
        Q1(c)=wspc.q1(i); Q2(c)=wspc.q2(i); Q3(c)=wspc.q3(i);
    end
    if ~isnan(wspc.rx2(i)) && ~isnan(wspc.rx1(i)) && wspc.rx1(i)~=wspc.rx2(i) %dexterity
        dex=dex+1;
    end
end

figure(1)
scatter3(RX,RY,RZ)
xlabel('rx')
ylabel('ry')
zlabel('rz')

figure(2)
%hold on
[B3,V3]=boundary(RX',RY',RZ');
trisurf(B3,RX',RY',RZ')
xlabel('rx')
ylabel('ry')
zlabel('rz')

figure(3)
[RXsorted,Isorted]=sort(RX);
j=0; Atot=0;

for k=1:classes
    i=0; tempy=0; tempz=0; invy=0; invz=0;
    while ((j+1)<length(RX)) && (RXsorted(j+1)<=RXm(k)+span/2) %while in k class
        j=j+1; i=i+1;
        tempy(i)=RY(Isorted(j)); tempz(i)=RZ(Isorted(j)); %matching ry rz coords for k
    end
    invy=tempy'; invz=tempz';
    [b,A]=boundary(invy,invz);
    Atot=Atot+A;
    if mod(k,10)==0
        plot3((RXm(k)+zeros(length(invy(b)),1)),invy(b),invz(b),'b');
        %plot(invy(b),invz(b),'b');
        hold on
    end
end
if k==1
```

Μελέτη Καταλληλότητας Ρομποτικής Διάταξης T για Κατεργασίες Συγκόλλησης Διά Τριβής

```
Afirst=A;
end
if k==classes
    Alast=A;
end
end

%V=span*(Atot-1/2*(Afirst+Alast));
dexterity=dex/c*100; %percentage of dexterity

%Vfsw=1.5*1.5*1.5;
%a=0.2;
%Q=(Vfsw/(a*V3))^1/3;
```