

دراسة تصميمية لآلة بذر مفردة الحبة محمولة على جرار زراعي

- * د. محمد غانم
** د. سمير الأحمد
*** م. محمود اسماعيل أسعد

(تاريخ الإيداع 2022/ 4/11 . قُبِلَ للنشر في 2022/6/23)

□ ملخص □

تم في هذا البحث وضع تصميم لآلة بذر مفردة الحبة محمولة على جرار زراعي لزراعة الذرة الصفراء، حيث تم إجراء دراسة رياضية كاملة للآلة تم من خلالها تحليل القوى وردود الأفعال في نقاط التعليق، وتحليل القوى الستاتيكية المؤثرة على الآلة لتحديد قيمة قوة السحب والرفع التي بلغت محصلتهما $F=6397.17$ N. كما تم إجراء دراسة رياضية لتحسين ميكانيزم تعليق ونقل الحركة للعجلة القائدة لمنع الانزلاق والتخلص من مشكلة عدم الاستمرارية في نقل الحركة، وبالتالي تحسين دقة آلة البذر مفردة الحبة من خلال تركيب نابض مرن بقطر سلك 7 mm و قطر أعظمي 38.5 mm وطول إجمالي 252 mm وبمعامل صلابة 12.8 N/mm. كما تم إجراء دراسة رياضية لحساب عدد الثقوب الواجب تواجدها على قرص التلقيم وفق المتطلبات التصميمية، حيث بلغ عدد الثقوب 12 ثقباً عند مسافات بذر 0.2 m و 10 ثقوب عند مسافات بذر 0.25 m. وتم وضع المقترحات الخاصة بإجراء محاكاة حاسوبية للقوى المؤثرة ولتصنيع الآلة.

الكلمات المفتاحية: آلة بذر مفردة الحبة - ذرة صفراء - مكننة زراعية - تصميم ميكانيكي.

* أستاذ - جامعة طرطوس - كلية الهندسة التقنية - قسم هندسة المكننة الزراعية - سوريا- طرطوس.
** باحث - الهيئة العامة للبحوث العلمية الزراعية - مركز بحوث طرطوس - سوريا- طرطوس.
***طالب دراسات عليا (دكتوراه) - جامعة طرطوس - كلية الهندسة التقنية - قسم هندسة المكننة الزراعية - سوريا- طرطوس.

Design study for a tractor-mounted single-seed planter

Dr. Mohammed Ghanem *

Dr. Samer Alahmad **

Eng. Mahmoud Asaad ***

(Received 11/4/ 2022 . Accepted 23/6/ 2022)

□ ABSTRACT □

In this research, a new design was developed for a single-grain planter mounted on an agricultural tractor for maize, where a complete mathematical study of the machine was conducted through which the forces and reactions at the suspension points were analyzed, and the static forces affecting the machine were analyzed to determine the value of the pulling and lifting force that reached their sum $F=6397.17$ N. A mathematical study was also conducted to improve the suspension and transmission mechanism of the driving wheel to prevent slipping and to get rid of the problem of discontinuity in the transmission, thus improving the accuracy of the single-grain planter by installing a flexible spring with a wire diameter of 7 mm, a maximum diameter of 38.5 mm, a total length of 252 mm and a spring factor of 12.8 N/mm. A mathematical study was also conducted to calculate the number of grooves on the metering disk according to the design requirements, where the number of grooves was 12 grooves at 0.2 m seeding distances and 10 grooves at 0.25 m seeding distances. suggestion have been made for future computer simulation for affecting forces and for planter fabrication.

Key words: single-seed planter – yellow maize – agricultural mechanization – mechanical design.

* Professor - Department of agricultural machinery - Faculty of Technical Engineering - Tartus University - Tartus – Syria.

** Researcher – The General Commission of Agricultural Scientific Researches – Tartus Center – Tartus – Syria.

*** PhD. Student – Department of agricultural machinery - Faculty of Technical Engineering - Tartus University - Tartus – Syria.

1- مقدمة:

إن إنتاج محاصيل الحبوب له أهمية استراتيجية لضمان الأمن الغذائي وزيادة الدخل، فعلى سبيل المثال، من المتوقع أن يرتفع الاستهلاك العالمي لمحاصيل الحبوب من 2.6 مليار طن في 2018 إلى 2.9 مليار طن في 2027، وستشكل البلدان النامية 84% من الزيادة المتوقعة في الاستهلاك الكلي وفقاً لبيانات منظمة الأغذية والزراعة، وسيستمر الطلب على استهلاك المحاصيل في الازدياد بسبب النمو السكاني وارتفاع نصيب الفرد بالنسبة لمعظم السلع، حيث أن نصيب الفرد من استهلاك الحبوب في منطقة الشرق الأوسط وشمال إفريقيا هو الأعلى مقارنة بالمناطق الأخرى حول العالم (Beck. et al, 1998).

توجد الكثير من العوامل التي تؤثر على إنتاجية المحاصيل، وتعتبر تقنية الزراعة الدقيقة من أهم هذه العوامل، حيث تؤمن طرق الزراعة الدقيقة وضع البذور في الموقع المثالي من حيث العمق في التربة والمسافة بين البذرة والأخرى على الخط الواحد وفق المسافات الزراعية القياسية لكل صنف من أصناف المحاصيل (Murray et al. 2006). يعتبر البذر الدقيق، مقارنة بطرق البذر الأخرى، أفضل طريقة بين تقنيات البذر المختلفة، ويمكن تعريف البذر الدقيق على أنه عملية وضع البذور (بذرة مفردة أو مجموعة من البذور) على مسافة متساوية تقريباً على طول خط الزراعة وعلى نفس العمق (Sharaby et al, 2019). تُستخدم عادةً أدوات الزراعة الدقيقة لزراعة المحاصيل التي تتطلب تحكماً دقيقاً في عدد النباتات ضمن وحدة المساحة وضمن المساحة المخصصة لكل نبات من خلال تحديد التباعد بين الصفوف النباتية وبين النبات والآخر في الصف الواحد. وتستخدم آلات البذر مفردة الحبة بشكل عام لزراعة البذور كبيرة الحجم بشكل منفرد كالذرة الصفراء، وأيضاً لزراعة البذور صغيرة الحجم بشكل مجموعات كالأرز (ميهوب، 2013). تتكون آلة البذر مفردة الحبة من جهاز لقطع التربة، ووحدة التسميد، وجهاز إعداد صفوف الزراعة، وآليات فتح الأخدود، ووحدة التحكم في العمق، ووحدة إحصاء البذور، ونظام نقل القدرة، وجهاز تثبيت البذرة، وجهاز تغطية البذرة، ومع ذلك، فإن الهيكل الفعلي ومبدأ العمل لآلات البذر مفردة الحبة متنوعة بسبب اختلاف البيئة الجغرافية، ونوع المحصول، وحجم البذور المزروعة، والظروف المناخية بين مختلف بلدان العالم (Norris, 1987).

2- أهمية البحث وأهدافه:

مازالت الزراعات الدقيقة تجرى في الجمهورية العربية السورية بطرق يدوية تقليدية بسبب عدم وجود وعي وإلمام كاف من قبل المزارع بأهمية الزراعة الدقيقة لبعض المحاصيل، كالذرة الصفراء والفاصولياء والفول ومحاصيل الحبوب المختلفة، من حيث وضع العدد المحدد من البذور في وحدة المساحة وضمن المساحة المحددة لكل نبات وعلى العمق المطلوب، وهذا ما يزيد من نسبة الإنبات، ويؤمن تجانساً في نمو النباتات وزيادة في الإنتاج وتحسين نوعيته، ويقلل من كمية البذار المستهلكة في وحدة المساحة.

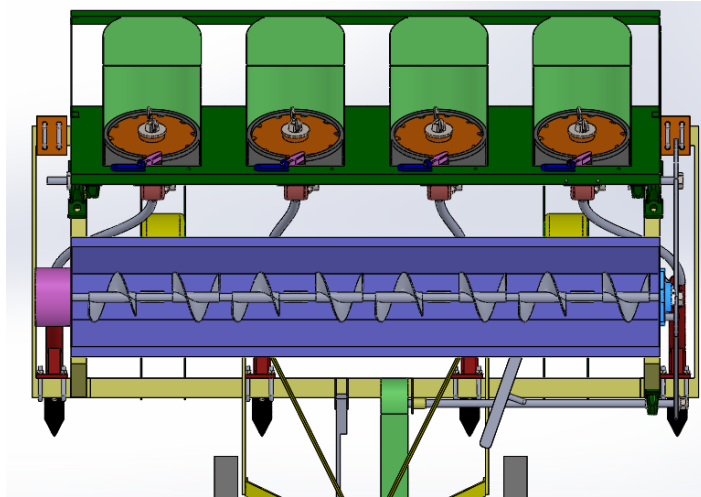
ونظراً لعدم توفر آلات للزراعة الدقيقة ولأهميتها فقد هدف هذا البحث إلى إعداد دراسة رياضية تصميمية لآلة بذر مفردة الحبة ذات وحدة تلقيم ميكانيكية لزراعة الذرة الصفراء كجزء من مشروع تصنيع آلة بذر مفردة الحبة محمولة من قبل جرار زراعي لصالح الهيئة العامة للبحوث العلمية الزراعية. وتم أخذ المفاهيم التصميمية من خلال اختبار الأجزاء التي يُفضّل استخدامها في الآلة.

وباعتبار أن الآلة المصنعة تتفد كلاً من عمليتي البذر والتسميد بمرور واحد للآلة في الحقل، فسيتم تصميم وحدة بذر مكونة من جزأين، الجزء الأول لزراعة البذور باستخدام آلية تلقيم مفردة الحبة، والجزء الثاني لتسطير السماد المعدني باستخدام آلية تسطير تقليدية.

3- مواد وطرائق البحث:

3-1- تصميم النموذج التجريبي لآلة البذر مفردة الحبة:

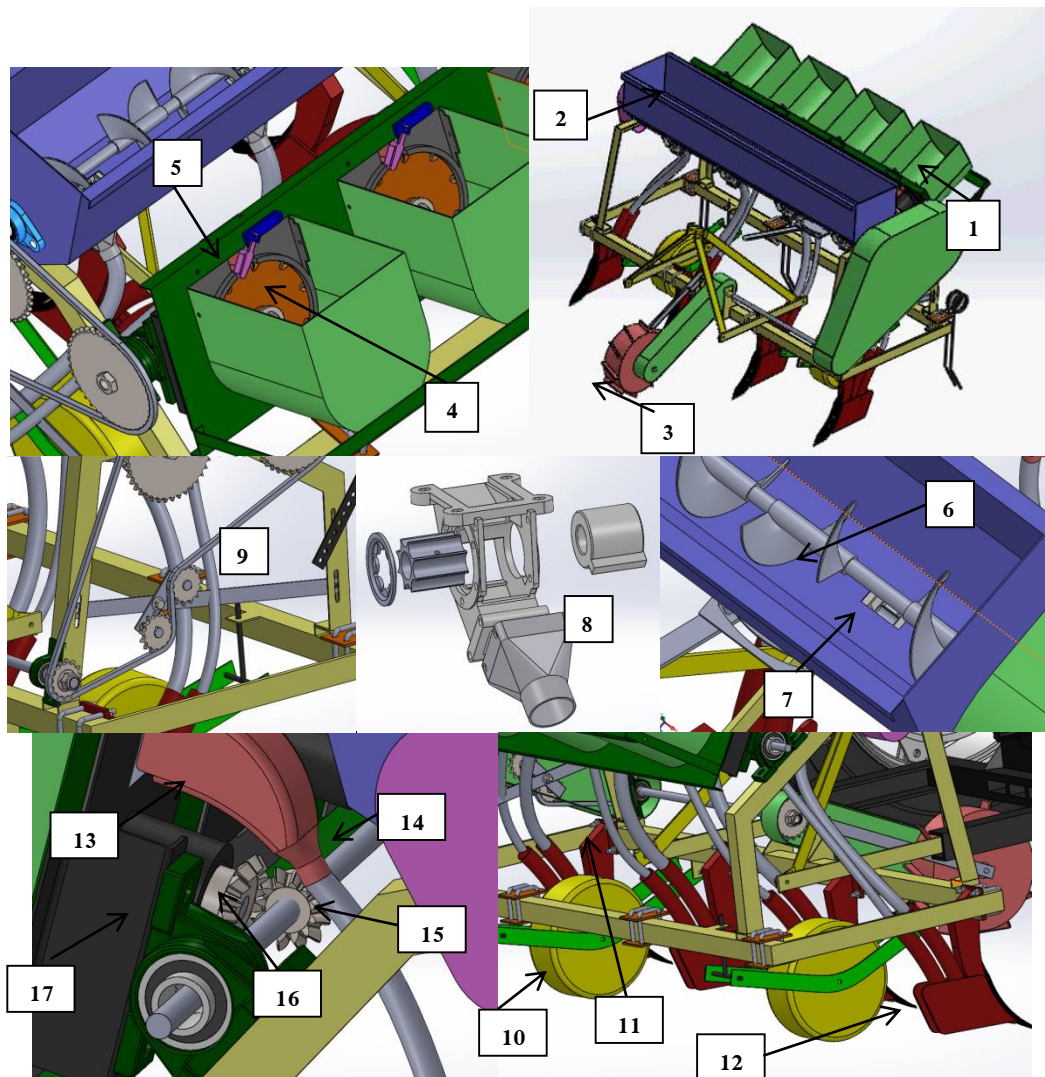
اعتمد تصميم النموذج التجريبي لآلة البذر مفردة الحبة على تصميم آلة صغيرة الحجم وعلى استخدام مواد خفيفة الوزن لإمكانية حملها من قبل جرار باستطاعة 70 حصاناً، وتم تصميم النموذج باستخدام برنامج Solid Works، والشكل (1) يبين النموذج التجريبي لآلة البذر مفردة الحبة.



الشكل (1): النموذج التجريبي لآلة البذر مفردة الحبة

تتكون الآلة بشكل عام من ثلاثة أجزاء رئيسية (الشكل 2):

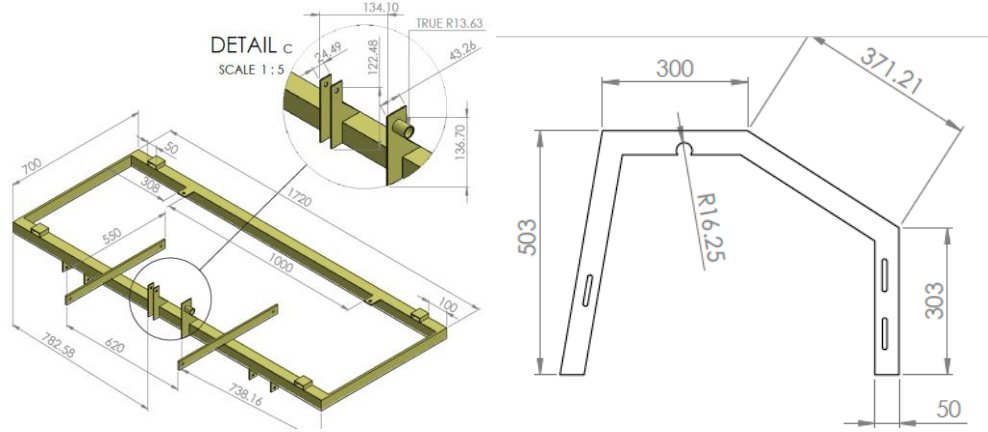
- 1- الأجزاء الحاملة: وتتكون من الهيكل، وذراع حمل ومعايرة ميل خزان الحبوب، والمحامل الدحرجية التي تحمل عمود نقل الحركة الدورانية وعددها أربعة.
- 2- آلية نقل الحركة: وتتكون من بكرة رئيسية في جهاز التلقيم، ومسننات جبهية معشقة بزواوية قائمة لتحويل الحركة الدورانية في الاتجاه العرضي إلى حركة دورانية في الاتجاه الطولي، ومجموعة من المسننات والجنائز التي تنقل الحركة من العجلة القائدة إلى أجهزة تلقيم السماد والحبوب.
- 3- الأجزاء الفعالة: وهي خزان الحبوب، وجهاز التلقيم، وفجاجات شق التربة، وأنابيب توصيل الحبوب، وعجلات معايرة العمق، والعجلة القائدة، ونظام التعليق الخاص بها.



الشكل(2): الأجزاء المكونة لنموذج آلة البذر مفردة الحبة: 1. خزان الحبوب، 2. خزان السماد، 3. العجلة القائدة، 4. قرص التلقيح، 5. فرشاة إخراج الحبوب، 6. حلزون تحريك السماد، 7. فتحة خروج السماد لجهاز التلقيح، 8. جهاز تلقيح السماد، 9. بكرات وسلاسل نقل الحركة لأجهزة التلقيح، 10. عجلات تحديد العمق، 11. أنبوب السماد، 12. فجاج شق التربة، 13. قمع إيصال الحبوب لأنبوب البذر، 14. محور نقل الحركة، 15. انبوب البذور، 16. مسننات نقل الحركة لجهاز تلقيح البذور، 17. محامل دحرجية.

3-2- عناصر الهيكل الأساسي:

تحتاج الآلة إلى آلية لحملها من قبل الجرار وإلى هيكل لربط جميع العناصر الفعالة مع بعضها البعض، وتم ربط الآلة بالجرار بخمس نقاط تعليق، أربع نقاط سفلية وواحدة علوية، حيث يجب أن تكون جميع الأجزاء ثابتة لتفادي مشاكل الاهتزاز أثناء العمل، الأمر الذي قد يؤدي إلى تقليل من كفاءة الآلة وعدم انتظام مسافات البذر. تم تحديد مركز ثقل البذارة والوزن التقديري للبذارة باستخدام برنامج Solidworks، حيث قدر الحمل الأعظمي للبذارة بحوالي 5029 N، متضمناً وزن البذور والسماد بحمولة كاملة داخل الخزان. تم إجراء تحاليل مختلفة على النموذج المقترح لآلة البذر للتأكد من المتانة والأداء، لذلك تم تنفيذ كل من التحليل الستاتيكي، والحسابات الرياضية، وتحليل الاجهادات قبل تصنيع النموذج المقترح، وتحديد أبعاد الهيكل الحامل للأجزاء الفعالة (172 x 70 x 50 cm)، وهو مصنع من عوارض معدنية بمقطع حرف I بأبعاد 80 x 100 mm (الشكل 3).



الشكل(3): أبعاد الهيكل الأساسي الحامل للأجزاء الفعالة

3 - 3 - تحليل القوة المؤثرة على عناصر الربط:

من الشكل (4) يمكننا ملاحظة مكان تموضع الحمولة الكلية ومساند ردود الأفعال، باعتبار أن النقطتين O و B هما بالحقيقة أربع نقاط وبما أن الدراسة تتم في الإطار ثنائي الأبعاد فسيتم حساب القوى بشكل مدمج عند كل من نقاط التعليق ومن ثم سيتم تقسيمها على 2 لاحقاً لحساب ردود الأفعال الحقيقية في كل نقطة تعليق بشكل مستقل، وذلك باعتبار أن الآلة متناظرة وبالتالي فإن توزيع الحمولة سيكون متساوياً لكل من نقاط التعليق المتناظرة. من خلال معادلات التوازن بالاتجاهين X و Y وعن طريق تفسير مجموع العزوم حول النقاط O و A لتنفيذ

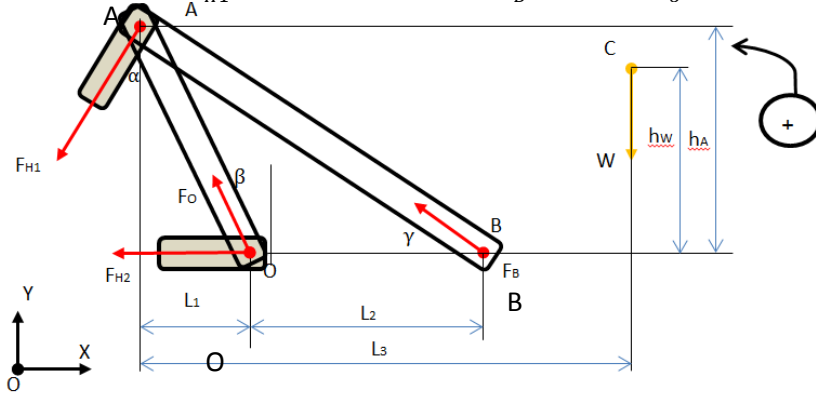
التحليل الستاتيكي لنقاط التعليق للآلة المحمولة على الجرار ينتج لدينا المعادلات التالية:

$$\sum F_X = 0 \Leftrightarrow -F_B \cdot \cos \gamma - F_O \cdot \sin \beta - F_{H1} \cdot \sin \alpha - F_{H2} = 0 \quad (1)$$

$$\Rightarrow F_{H2} = -0.73 \times F_B - 0.3255 \times F_O - 0.3746 \times F_{H1} \quad (2)$$

$$\sum F_Y = 0 \Leftrightarrow -W - F_B \cdot \sin \gamma - F_O \cdot \cos \beta - F_{H1} \cdot \cos \alpha - F_{H2} = 0 \quad (3)$$

$$\Rightarrow F_{H1} = -5423.8 + 0.7355 \times F_B + 1.019 \times F_O \quad (4)$$



الشكل (4): اتجاهات القوى الستاتيكية المؤثرة وردود الأفعال في نقاط التعليق.

بتعويض المعادلة (4) بالمعادلة (2) ينتج:

$$F_{H2} = 2031.7 - 1.005 \times F_B - 0.7072 \times F_O \quad (5)$$

$$\sum M_O = 0 \Rightarrow W \cdot (l_3 - l_1) = F_{H1} \cdot \sin \alpha \cdot h_A + F_{H1} \cdot \cos \alpha \cdot l_1 + F_B \cdot \sin \gamma \cdot l_2 \quad (6)$$

$$\Rightarrow F_{H1} = -12213 - 1.337 \times F_B \quad (7)$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow W \cdot l_3$$

$$= F_O \cdot \cos \beta \cdot l_1 - F_O \cdot \sin \beta \cdot h_A + F_B \cdot \sin \gamma \cdot (l_2 + l_1) - F_B \cdot \cos \gamma \cdot h_A \quad (8)$$

$$- F_{H2} \cdot h_A \Rightarrow 0 = -3520.3 - 0.1234 \times F_B + 0.62 \times F_O - 0.7 \times F_{H2} \quad (9)$$

ب طرح المعادلتين (4) و (7) وإعادة الترتيب ينتج:

$$F_B = 3276 - 0.4825 \times F_O \quad (10)$$

بتعويض المعادلة (10) بالمعادلة (5) ينتج:

$$F_{H2} = -1244.3 - 0.2247 \times F_O \quad (11)$$

تم الحصول على إحداثيات مركز الثقل باستخدام برنامج Solidworks، ويوضح الجدول (1) الأبعاد الخاصة بنقاط التحميل ومركز ثقل آلة البذر.

الجدول(1): الأبعاد والزوايا الخاصة بنقاط التعليق ومركز الثقل.

البعد	القيمة [m]	البعد	القيمة [m]
L ₁	0.02	L ₃	0.7
L ₂	0.55	h _w	0.15
h _A	0.7	β	19
α	22	γ	43

3 - 4 - تحليل القوى المؤثرة على الآلة:

لإجراء التحليل الستاتيكي يجب تحديد جميع القوى الخارجية المؤثرة على البذارة، والشكل (5) يظهر مخططاً للنموذج والقوى الخارجية المؤثرة عليه، ويمكن تجميع هذه القوى إلى ثلاث مجموعات أساسية: 1- قوى التفاعل مع التربة، و2- قوى الجاذبية، و3- قوى الشد والرفع من قبل الجرار. تؤثر قوى التفاعل مع التربة في كل نقطة من نقاط التماس مع التربة، وهي تشمل فجاجات فتح أخاديد البذر وعجلة القيادة الأمامية وعجلات تحديد العمق. وإذا افترضنا أن آلة البذر تسير بسرعة ثابتة، ما يعني ظروف شبه ستاتيكية، يمكن كتابة معادلات التوازن بالاتجاه x من خلال العلاقات التالية:

$$F_x = D_x + B_x + P_x \quad (12)$$

وفي الاتجاه y

$$F_y = D_y + B_y + P_y - W \quad (13)$$

حيث أن:

F_x : قوة السحب المطبقة من قبل الجرار.

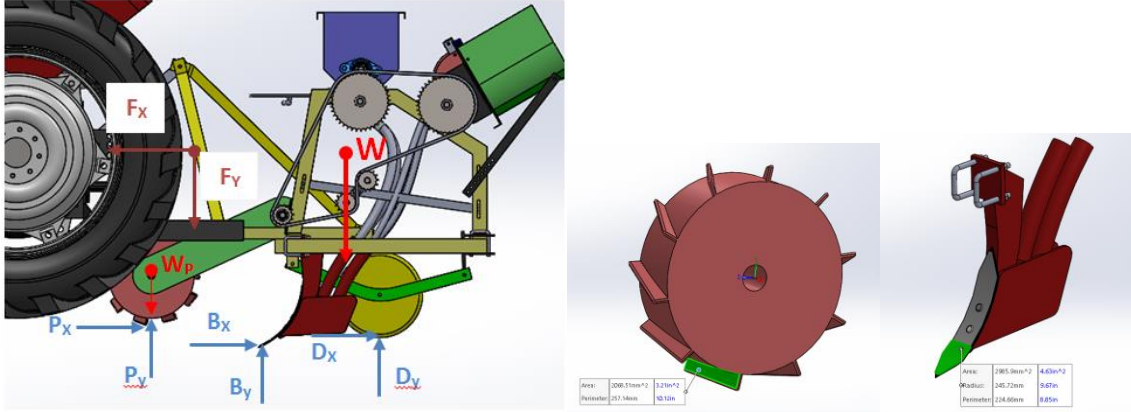
D_x, B_x, P_x : قوى الاحتكاك المؤثرة على عجلة القيادة، والفجاج، وعجلة تحديد العمق (قوى الاحتكاك بالنسبة للعجلة القائدة وعجلة تحديد العمق هي مزيج من الاحتكاك الانزلاقي والاحتكاك الدوراني).

علماً أن $D_x = \mu \times D_y$ حيث أن μ هي قيمة معامل احتكاك العجلة المعدنية بالتربة.

F_y : هي القوة العمودية المطبقة من قبل الجرار والتي تدفع آلة البذر باتجاه الأسفل لتبقي فجاج شق التربة وزعانف العجلة القائدة ضمن التربة. D_y, B_y, P_y : هي قوى رد الفعل لكل من العجلة القائدة، الفجاج، عجلة تحديد العمق.

W : هو وزن آلة البذر بالكامل. W_d : وزن العجلة القائدة. هذا التحليل هو بقصد تحديد كل من قوة السحب المطلوبة من قبل الجرار F_x والقوة العمودية F_y ، وبعض هذه القوى يمكن حسابها. فبالنسبة لعجلة العمق قد تصل القوة العمودية إلى 33.3 N عندما تتدرج على تربة طينية بضغط يسبب انخماص في التربة قدره 1cm (مصطفى، 2018)، حيث تضغط التربة بضغط خفيف، هذه القوى تتغير بتغير نوع التربة، لكن باعتبار أن هذه الآلة سيتم تصميمها

للعمل ضمن ظروف تربة منطقة طرطوس الجنوبية وهي تربة طينية، فتم اعتماد هذه القيمة في هذه الدراسة. وتم تحديد وزن آلة البذر W باستخدام برنامج التصميم ثلاثي الأبعاد والتي بلغت قيمتها 2794 N ، وقدر W_h باستخدام برنامج التصميم أيضاً وبلغ 87.1 N ، لكن هنالك ضغط آخر وهو ناتج عن شد النابض التمديدي الذي سيتم تركيبه، والذي سيتم دراسته بالتفصيل (Johnston et al, 2003).



الشكل(5): المخطط التفصيلي للقوى المؤثرة على آلة البذر والمسافة الفعالة في كل من العجلة الفائدة والفجاجة

تبلغ المقاومة النوعية للفجاجة الحفار على عمق 5 سم عند العمل على تربة طينية 0.02 MPa (Van Bergeijk et al, 2001)، وتبلغ قيمة القوة العمودية التي تحاول رفع الفجاجة إلى الأعلى على نفس العمق 9 N نيوتن (Cochran et al, 1974) (الشكل 5). P_y هي القوة العمودية التي يجب تطبيقها من قبل العجلة على التربة لضمان نقل الحركة بشكل مثالي، ويجب أن لا تقل قيمتها عن 880 N (Karayel & Sarauskis, 2011)، وأبحاث أخرى اقترحت أن تكون هذه القوة 940 N أو أكبر (Fink & Currence, 1995). تم الاقتراح في هذا التصميم بأن تبلغ قيمة $P_y=1200\text{ N}$.

والآن أصبحت جميع القوى بالاتجاه العمودي معلومة، ويمكن حساب القوى بالاتجاه X بشكل أسهل لأن القوة P_x هي قوى احتكاك تتعلق بشكل مباشر بالقوى الناطمية، وتتعلق مقاومة الحركة لعجلة صلبة على القوة العمودية المؤثرة، وقياس العجلة، وخصائص التربة، حيث تتحرك مع التربة وبنفس الوقت تضغط على التربة (Wong,2001).

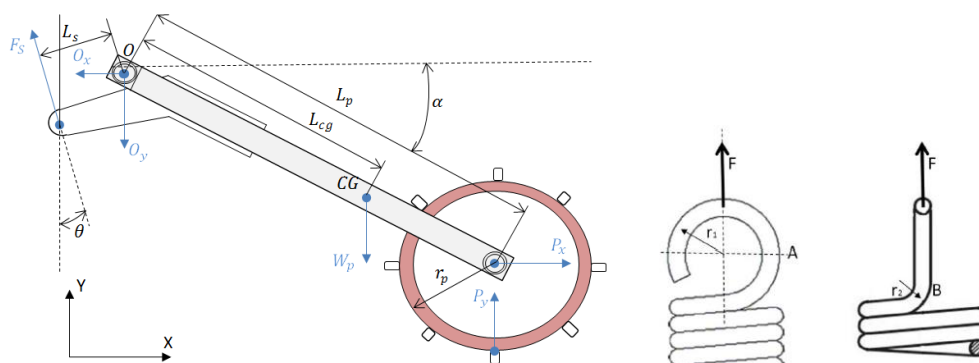
$$P_x = \frac{P_y^2}{5.7cb_p D_p} \quad (14)$$

حيث أن c : هي قيمة التصاق التربة [KPa]، D_p قطر العجلة الفائدة [m]، b_p عرض العجلة الفائدة [m]. ووفق نظام SI بالنسبة لتربة طينية ذات رطوبة % 13، وهي الرطوبة المثالية لزراعة الذرة الصفراء، تبلغ قيمة الالتصاق 25 KPa (Bankole,1996)، حيث عرض العجلة 0.11 m وقطر العجلة 0.3 m .

تتعرض العجلة إلى قوتين قوى رد فعل التربة التي تعادل في قيمتها مجموع وزن العجلة والضغط العمودي المطبق وهي تعاكسها بالاتجاه، وقوة مقاومة التدرج والتي ترتبط مع القوة الناطمية بما يعرف بمعامل مقاومة التدرج. وبسبب غياب قيمة هذه القوة يمكن الاستدلال على قيمتها مرجعياً، حيث تبلغ قوى مقاومة التدرج لعجلة بنفس المواصفات (زاوية ميل الزعانف 30° وزاوية توزيع الزعانف 40°) 170.82 نيوتن (Watyotha et al, 2001)، ويبلغ وزن العجلة 87.1 N وبالرغم من حساب القوى العمودية والأفقية، إلا أن هذه القوى يمكن أن تتغير بسهولة أثناء حركة الجرار ضمن الحقل، لأن التربة وخصائصها وتداخلها مع العناصر الفعالة تتغير بشكل مستمر، وبأخذ هذا بالحسبان يجب أخذ قيمة لمعامل أمان تبلغ 2 من أجل تحليل الإجهادات لتغطية عدم التوقع هذا من أجل مضاعفة القوة لتكون درجة الأمان عالية.

3 - 5 - تحسين نقل الحركة المتولدة عن العجلة القائدة وتصميم النابض المتعلق بها:

أثناء تصميم آلات البذر مفردة الحبة يؤخذ بالحسبان ضمان نقل الحركة بشكل مثالي، لأن أي خلل في نقل الحركة هذا سيؤدي إلى التأثير سلباً على دقة البذر، والمشكلة الأساسية التي تواجهها آلات البذر مفردة الحبة هو أن التغيرات الحقلية، وخاصة أثناء تنفيذ الزراعات الصفيرية أو في الأراضي غير المستوية، ستؤدي إلى عدم دوران العجلة القائدة بشكل مثالي بسبب فقدان الاتصال الكامل مع التربة أو حدوث انزلاقات ما، ولذلك ومن أجل تلافي هذه المشكلة، سيتم تزويد العجلة القائدة بنابض لمنحه المرونة الكافية لامتصاص الصدمات الناتجة عن التغيرات الحقلية، وبفس الوقت ضمان الاتصال الدائم مع التربة. وتعتبر النوابض بديلاً مناسباً لعناصر أخرى كالمخمدات كونها رخيصة الثمن وسهلة الاستبدال. ومن أجل الحصول على أفضل النتائج يجب الإبقاء على قوة ضغط العجلة ثابتاً من خلال تنفيذ التصميم المثالي لتخفيض هذا التغير في قيمة قوة الضغط، ويوضح الشكل (6) مخططاً تفصيلياً لعجلة القيادة مع عناصر الربط، وتم اعتبار أن النقطة O هي نقطة ثابتة وأن ذراع عجلة القيادة تدور بالنسبة لها. حيث أن F_s هي القوة اللازم تطبيقها من النابض لدفع العجلة للأسفل، O_x و O_y هي قوى رد الفعل عند النقطة O، W_p هو وزن ذراع ربط العجلة بالهيكل ووزن العجلة مجتمعين، P_x و P_y هي قوى رد الفعل على العجلة. الزاوية θ هي الزاوية التي تشكلها القوة F_s مع الاتجاه العمودي و الزاوية α هي الزاوية التي يشكلها ذراع ربط العجلة مع الاتجاه الأفقي. L_p و L_{cg} و L_s هي بعد النقطة O عن كل من مركز العجلة، و CG و F_s ، على التوالي. r_p هو نصف قطر عجلة القيادة.



الشكل (6): مخطط تفصيلي للعجلة القائدة وذراع الربط الخاص بها والقوة المؤثرة والبارامترات الخاصة بالنابض التمديدي

تظهر معادلة التوازن الستاتيكي العلاقة بين هذه البارامترات بالاتجاه X:

$$P_x - O_x - F_s \sin \theta = 0 \quad (15)$$

وفي الاتجاه Y:

$$P_y - W_p - O_y + F_s \cos \theta = 0 \quad (16)$$

ومعادلة التوازن للعزوم حول النقطة O:

$$P_y L_p \cos \alpha + P_x L_p \sin \alpha - W_p L_{cg} \cos \alpha - F_s L_s = 0 \quad (17)$$

ويمكن ترتيب المعادلة (17) على الشكل التالي :

$$P_y = \frac{W_p L_{cg} \cos \alpha + F_s L_s - P_x L_p \sin \alpha}{L_p \cos \alpha} = W_p \frac{L_{cg}}{L_p} + F_s \frac{L_s}{L_p} \frac{1}{\cos \alpha} - P_x \tan \alpha \quad (18)$$

وبالنسبة لقوة النابض فيمكن كتابتها وفق قانون هوك كما يلي (Von Kegler & Stöckel, 2007):

$$F_s = k(S - S_0) \quad (19)$$

حيث أن:

k هو ثابت النابض، S هو طول النابض الحالي و S_0 هو الطول الأصلي للنابض بدون حمل.

وباستخدام المعادلة (14) لحساب القوة P_x يمكن القول:

$$P_y = W_p \frac{L_{cg}}{L_p} + k(S - S_0) \frac{L_s}{L_p} \frac{1}{\cos \alpha} - \frac{P_y^2}{5.7cb_p D_p} \tan \alpha \quad (20)$$

وبالتالي، وبأخذنا لتفاضل المعادلة السابقة بالنسبة لـ α يكون:

$$\frac{dP_y}{d\alpha} = k \frac{L_s}{L_p} \left[(S - S_0) \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \alpha} + \frac{dS}{d\alpha} \frac{1}{\cos \alpha} \right] - \frac{2}{5.7cb_p D_p} P_y \frac{dP_y}{d\alpha} \tan \alpha + \frac{P_y^2}{5.7cb_p D_p} (1 + \tan^2 \alpha) \quad (21)$$

وبإعادة ترتيب المعادلة (21) لإيجاد $\frac{dP_y}{d\alpha}$ ، ينتج لدينا:

$$F(L_s, L_p, k, \alpha) = \frac{dP_y}{d\alpha} = \frac{k \frac{L_s}{L_p} \left[(S - S_0) \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \alpha} + \frac{dS}{d\alpha} \frac{1}{\cos \alpha} \right] + \frac{P_y^2}{5.7cb_p D_p} (1 + \tan^2 \alpha)}{1 + \frac{2}{5.7cb_p D_p} P_y \tan \alpha} \quad (22)$$

وبالتالي وبالنظر إلى هذه المعادلة نجد أن الغاية من هذه المرحلة هي تقليل قيمة F، الأمر الذي سيسبب التغير الأقل في قيمة القوة العمودية المؤثرة على العجلة P_y . وأما البارامترات الأخرى مثل $S_0, S, \frac{dS}{d\alpha}, P_y, c, b_p, D_p$ إما بمتناول اليد أو يمكن حسابها بسهولة. تبلغ قيمة $P_y = 1200$ N، $c = 25$ KPa، $b_p = 0.11$ m، $D_p = 0.3$ m، ووزن العجلة مع وزن الذراع تم حسابه باستخدام برنامج SOLIDWORKS وبلغ $W_p = 181$ N.

أخذين القيم الأولية لكل من L_s, L_p, k, α والمبينة بالجدول (2) يمكننا أن نستخدمها لحساب F_S ، تم حساب الوزن باستخدام برنامج SOILDWORKS، بناء على الأبعاد الأولية وخواص المواد المستخدمة لذراع الربط والعجلة باستخدام المعادلة رقم (17):

$$F_S = \frac{P_y L_p \cos \alpha + P_x L_p \sin \alpha - W_p L_{cg} \cos \alpha}{L_s} \quad (23)$$

وباعتبار أن التغير في قيمة الزاوية α صغير جداً يمكن كتابة:

$$d_s = L_s d\alpha$$

أو

$$\frac{ds}{d\alpha} = L_s \quad (24)$$

الجدول (2): الأبعاد الأولية الخاصة بالعجلة والقائدة ونظام التعليق الخاص بها.

البارامتر	القيمة الأولية	البارامتر	القيمة الأولية	البارامتر	القيمة الأولية
W_p	181 N	L_{cg}	290 mm	L_s	125 mm
P_y	1200	α	26°	L_p	450 mm
		D_p	300 mm	C	25 KPa
		k	20 N/mm	b_p	110 mm

تم تحديد القيود لهذه الدراسة من خلال محددات فيزيائية وميكانيكية، حيث لا يمكن لكل من L_s و L_p أن يكونا كبيرين جداً ولا صغيرين جداً. وهناك بعض القيود لمدى تغيرات قيمة α ، لا يمكن استخدام نابض شديد الصلابة ولا قليل الصلابة.

وإذا افترضنا أن عجلة القيادة تتحرك حركة عمودية بمقدار إزاحة 100 mm، سينتج عنه تغير في طول النابض بمقدار 27.7 mm بالاعتماد على الأبعاد الأولية الموضوعه لوحدة البذر. وعند استخدام نابض بمعامل صلابة عالي سيعطي قوة ضغط عالية جداً من قبل العجلة على التربة الأمر الذي قد يعيق دوران العجلة بسبب انغراسها في التربة،

أما إذا كان معامل الصلابة منخفضاً بهذا الأمر سيؤدي إلى تحريك العجلة بسهولة وعدم تماسكها بشكل جيد مع التربة، وبالتالي، وبناءً على أبعاد آلة البذر وطويلات القوى المطبقة، يمكن تحديد القيود كما يلي:

$$100 < L_S < 250 \text{ mm} \quad , \quad 450 < L_p < 650 \text{ mm} \quad , \quad 13 \text{ N/mm} < k < 30 \text{ N/mm} \quad , \quad 0^\circ < \alpha < 60^\circ$$

إن F هو تابع لكل من L_S و L_p و α و k ، لذلك يمكننا القول بأنه لتقليل قيمة F يجب أن يتم تخفيض قيمتي L_S و k ويجب زيادة قيمة L_p ، بتصغير قيمة L_S و k إلى الحد الأدنى وزيادة L_p إلى الحد الأقصى وفق القيود المطروحة، يمكننا تبسيط التابع F إلى متغير واحد فقط وبذلك يمكننا كتابة المعادلة (22) على الشكل التالي:

$$F(\alpha) = \frac{k \frac{L_S}{L_p} \left[(S - S_0) \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \alpha} + \frac{dS}{d\alpha} \frac{1}{\cos \alpha} \right] + \frac{P_y^2}{5.7cb_p D_p} (1 + \tan^2 \alpha)}{1 + \frac{2}{5.7cb_p D_p} P_y \tan \alpha} = \frac{223.7 \sin \alpha + 520 \cos \alpha + 16}{1 + 0.1 \sin \alpha \cos \alpha} \quad (25)$$

ولذلك من أجل إيجاد أصغر قيمة لـ F يمكن إجراء التفاضل للمعادلة السابقة ومساواتها للصفر:

$$\frac{dF}{d\alpha} = \frac{(223.7 \sin \alpha + 520 \cos \alpha)(1 + 0.1 \sin \alpha \cos \alpha) - 0.1 \cos 2\alpha (223.7 \sin \alpha + 520 \cos \alpha + 16)}{(1 + 0.1 \sin \alpha \cos \alpha)^2} \quad (26)$$

تم حل هذه المعادلات باستخدام برنامج Matlab بخطوة مقدارها 1 mm لكل من L_S و L_p و 0.01 degree لكل α ضمن القيود الحدية المفروضة للدراسة.

3-5-1- تصميم النابض:

الناض الذي يتم إضافته يعمل على زيادة استقرارية النظام، وعلى تطبيق قوة ضغط على عجلة القيادة، كما يمنحها المرونة لتفادي الصخور وتغيرات الأرض، نمط هذا النابض هو نابض تمديدي (extension spring)، ومن ميزات النوابض التمددية هي التحميل المسبق، ويمكن تصنيع هذه النوابض بانفعال أو اجهاد مسبق، ويؤدي هذا الأمر إلى الحصول على نابض بمعامل صلابة صغير بقوى مطبقة أكبر. إن الفرق بين النابض العادي والناض التمددي هو أن الإجهاد المطبق يكون أعظم ما يمكن عند الأطراف (الجزء الذي يشبه الخطاف) وليس في المنتصف، كما هو الحال في النوابض العادية، والفرق الآخر هو الانفعال المسبق الممكن وضعه في النابض أثناء تصنيعه. تعطى علاقة القوة لناض تمديدي بالمعادلة التالية (Budynas & Nisbett, 2008):

$$F_S = F_i + k_{ex} \Delta S \quad (27)$$

حيث أن، F_S : قوة النابض [N]، F_i : القوة الأولية المؤثرة على النابض [N]، k_{ex} : معامل الصلابة للناض التمددي [N/mm]، ΔS : قيمة انزياح النابض [mm]، تم حساب قيمة معامل الصلابة اللازم توافره للناض من خلال المعادلة (27)، وكما ذكر سابقاً فإنه يمكن إعادة حساب قيمة القوة المؤثرة على النابض من خلال المعادلة (23)، فتصبح القوة وفق القيود الجديدة المفروضة $F_S = 837 \text{ N}$ ، وإذا تم افتراض أن انزياح العجلة $\pm 100 \text{ mm}$ بالاتجاه العمودي يمكن حساب انزياح النابض ببساطة باستخدام العلاقة (28) التالية (Budynas & Nisbett, 2008):

$$\Delta S = \frac{L_S}{L_p} \times 100 = 27.78 \text{ mm} \quad (28)$$

ووفق الدراسات المرجعية ينصح بأن تكون قيمة دليل النابض متراوحاً بين (4-12) (Watyotha et al, 2001)، وقطر سلك النابض يتراوح بين 5 mm و 10 mm. وإذا افترضنا أن دليل النابض 5.5 يمكن كتابة المعادلة التالية لحساب قيمة عزم الفتل الناتج عن الانفعال الأولي (Budynas & Nisbett, 2008):

$$\tau_i = \frac{33500}{\exp(0.105C)} \pm 1000 \left(4 - \frac{C-3}{6.5} \right) \text{ psi} \quad (29)$$

وباستخدام المعادلة (30) التالية:

$$\tau_i = \frac{8F_i D_s}{\pi d_s^3} \rightarrow F_i = \frac{\pi \tau_i d_s^3}{8D_s} \quad (30)$$

تعطى العلاقة المحددة لدليل النابض بالعلاقة (31) التالية (Budynas & Nisbett,2008):

$$C = \frac{D_s}{d_s} \quad (31)$$

حيث أن، C: دليل النابض، D_s : قطر ملف النابض [mm]، d_s : قط سلك النابض [mm]، وكما ذكر سابقاً فإن الإجهاد الأعظمي يتشكل عند الأطراف (الخطاف) في النوابض التمديدية، في النقطة A أو B كما هو موضح بالشكل (6).

ويمكن استخدام المعادلتين التاليتين لحساب إجهاد الانحناء والانفعال عند النقطة A (المعادلة 32) ولحساب إجهاد الفتل عند النقطة B (المعادلة 33) (Watyotha et al, 2001; Budynas & Nisbett,2008):

$$\sigma_A = F \left[\frac{K_A 16D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right] \quad (32)$$

$$\tau_B = K_B \pi d^3 \quad (33)$$

حيث أن: K_A و K_B هما معاملي تصحيح، ويمكن ايجادهما من خلال المعادلتين التاليتين:

$$K_A = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1^2(C_1 - 1)}, \quad C_1 = \frac{2r_1}{d} \quad (34)$$

$$K_B = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4}, \quad C_2 = \frac{2r_2}{d} \quad (35)$$

r_1 و r_2 أنصاف القطر، كما هو موضح بالشكل (6).

وإذا افترض أن يستخدم نابض من نوع HD SPRING WIRE المبينة خصائصه الميكانيكية بالجدول (3) يمكن استخدام المعادلة التالية لإيجاد خصائص سلك النابض (Watyotha et al, 2001):

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{1783}{7^{0.19}} = 1231.9 MPa \quad (36)$$

$$S_{sy} = 0.45 S_{ut} = 554.4 MPa \quad (37)$$

$$S_y = 0.75 S_{ut} = 923.9 MPa \quad (38)$$

حيث أن، S_{ut} متانة الشد العظمى [MPa]، S_{sy} إجهاد الخضوع على القص [MPa]. و S_y هو قيمة إجهاد الخضوع [MPa]، A: متانة الشد العظمى الأسمية [MPa]، d: قطر سلك النابض، m: معامل متانة الشد العظمى وتبلغ قيمته هنا 0.19.

ومنه يمكن حساب قيم معاملات الأمان للنابض من خلال ما يلي (Watyotha et al, 2001):

$$(n_s)_A = \frac{S_y}{\sigma_A} = 1.13 \quad (39), \quad (n_s)_B = \frac{S_y}{\tau_B} = 1.16 \quad (40)$$

الجدول (3): خصائص النابض من نوع (Bankole,1996) (HD spring wire).

الخصائص الميكانيكية	البارامتر	القيمة
معامل المرونة على القص	G	78.6 GPa
معامل المرونة	E	196.5 GPa

يمكن استخدام المعادلة التالية في حساب عدد لفات النابض:

$$L_0 = (2C - 1 + N_b)d \quad (41)$$

3 - 6 - الحسابات الخاصة بنقل الحركة وتصميم قرص التلقيم:

تؤخذ المسافة القياسية لمسافات البذر للذرة الصفراء بين (20-25) cm، وتبلغ سرعة الجرار القياسية أثناء البذر لحبوب الذرة الصفراء تقريباً 8 km/h، كما أن هذه السرعة تعتبر الأفضل من حيث تقليل انزلاق العجلات (غانم و

صارم، 2018؛ غانم وصارم، 2019)، وينصح أن تتراوح سرعة دوران قرص التلقيح بين 12-60 rpm (Bankole,1996)، ولذلك من المهم أن نأخذ التغيرات الحاصلة في السرعة الأمامية للجرار، فقد يعمل الجرار بسرعة أكبر أو أقل نسبياً، وذلك لأنه عند العمل على سرعات أمامية أكبر للجرار ستبقى سرعة دوران القرص ضمن المجال الموصى به. وباعتبار أن سرعة دوران قرص التلقيح n_f هي نفسها سرعة دوران المسنن الجبهي المركب على محور قرص التلقيح ونسبة النقل بين مسنن قرص التلقيح ومسنن محور قيادة وحدة التلقيح n_1 هي 1:1 فتكون سرعة دوران البكرة هي نفسها. وباعتبار أن عدد أسنان البكرة المقادة D_1 وعدد أسنان البكرة القائدة D_2 وعدد أسنان العجلة الدوارة D_3 والتي تعتبر مصدر الحركة الأساسي، علماً أن سرعة دوران كل من العجلة الدوارة والبكرة القائدة متساويتان (ميهوب، 2013)، تكون العلاقة بين سرعة دوران قرص التلقيح وسرعة دوران البكرة القائدة، والعلاقة بين سرعة دوران البكرة القائدة N_2 وسرعة دوران العجلة الدوارة N_3 كالتالي:

$$N_1 = \frac{D_2}{D_1} \times N_2 \quad (42) \quad , \quad N_2 = \frac{D_3}{D_2} \times N_3 \quad (43)$$

وبالتالي يمكن كتابة المعادلة على الشكل التالي:

$$N_1 = \frac{D_2}{D_1} \times \frac{D_3}{D_2} \times N_3 = \frac{D_3}{D_1} \times N_3 \quad (44) \quad , \quad n_s (rpm) = \frac{D_3}{D_1} \times \frac{V}{\pi \times d_l} \times \frac{1000}{60} \quad (45)$$

حيث أن: V : السرعة الأمامية للجرار $[km/h]$. d_l : قطر العجلة القائدة $[m]$. n_s : قطر قرص التلقيح $[m]$. وإذا أخذ قطر العجلة القائدة $0.3m$ فتكون السرعة الدورانية للعجلة $70.7 rpm$ وهي مساوية لقيمة (N_3) ، وتم اختيار كل من D_1 و D_2 بحيث تساويان 14 و 36 على التوالي، فتصبح قيمة السرعة الدورانية لقرص التلقيح $16.1813 rpm$ وهي قيمة مقبولة وفق (Budynas & Nisbett,2008):

يتم توليد القدرة من خلال عجلة قائدة ملامسة للتربة، حيث تنقل الحركة بواسطة سلسلة إلى العمود الرئيسي ومنه عن طريق مجموعة من المسننات وسلسلة نقل حركة إلى كل من وحدتي التسميد والبذار، لتنتقل بعدها الحركة الدورانية من خلال مسننات إلى مسننات جبهية بزاوية 90° ، وينطبق محور دورانها مع محور دوران قرص التلقيح، كما أن السرعة الدورانية للعجلة القائدة تتعلق بالسرعة الأمامية للجرار. تعطى المسافة التي تقطعها العجلة عند كل دورة بالعلاقة وعدد البذور المزرعة عند كل دورة n_{grain} وفق بالعلاقتين التاليتين (ميهوب، 2013):

$$l = \pi \times d_l \quad (46) \quad , \quad n_{grain} = \frac{d_{grain}}{l} \quad (47)$$

وعلى ذلك تكون قيمة n_{grain} مساوية لـ 4.7 و 3.77 لكل من مسافات البذر $0.2m$ و 0.25 على التوالي، يتم تحديد عدد الثقوب على محيط قرص التلقيح من خلال العلاقة التالية (ميهوب، 2013):

$$N_{slot} = \frac{n_{grain} \times D_1}{D_2} \quad (48)$$

وفق المعادلة السابقة تكون قيمة $N_{slot} \approx 10$ و $12.1 \approx 12$ لكل من مسافات البذر $0.25m$ و

$0.2m$.

4- النتائج والمناقشة:

بحل المعادلات من (1) إلى (11) لإيجاد قيم ردود الأفعال في نقاط التعليق وبتعويض المعادلتين (10) و (11) بالمعادلة (9) نجد أن قيمة $F_0 = 4687.16 \text{ N}$ وبالتالي نجد أن قوة رد الفعل عند كل نقطة من نقاط التعليق المتناظرتان F_0' تساوي: $F_0' = F_0/2 = 4687.16/2 = 2343.58 \text{ N}$ وبتعويض قيمة F_0 بالمعادلات (10) و (11) يمكننا حساب قيمتي F_B و F_{H2} بحيث تبلغان 1014.44 N و 2297.5 N ، على التوالي، وبشكل مماثل فإن قيمة قوة رد الفعل في كل نقطة من نقاط التعليق المتناظرتان F_B' تساوي: $F_B' = F_B/2 = 1014.44/2 = 507.22 \text{ N}$ ، وبتعويض قيمة F_B في المعادلة (7) فإن قيمة F_{H1} تساوي 13569.3 N . نلاحظ أن جميع القوى هي موجبة القيمة وبالتالي فإن اتجاهاتها هي بنفس الاتجاه المفروض.

يظهر الجدول (4) والجدول (5) التحليل الستاتيكي الرياضي لجميع القوى المؤثرة على آلة البذر، حيث يلاحظ أن قوة الرفع الأعظمية المطلوب توافرها من الجرار يجب أن لا تقل عن 6931 N ، ويجب أن لا تقل قوة السحب المطلوب توافرها في الجرار عن 917.77 N ، ويلاحظ أن قوة وزن آلة البذر (W) يشمل وزن الهيكل مع جميع الأجزاء الفعالة والبالغة 2586 N ووزن الحمولة الأعظمية من السماد 2000 N ووزن البذور الكلي 443 N ، باعتبار أن كثافة الحبوب الظاهرية للذرة الصفراء 554.19 kg/m^3 والسعة النظرية لخزان الحبوب الواحد حسب الأبعاد التصميمية الموضوعية 0.2 m^3 . وبلغت قوة رد الفعل الأعظمية لعجلات تحديد العمق (D_y) 66.6 N بسبب وجود عجلتين اثنتين، وباعتبار أن قيمة μ حسب (WONG,2001) تعادل 0.7 فإن قيمة D_x تساوي 46.62 N والقوة التي تعمل على رفع الفجاج إلى الأعلى (B_y) بلغت 36 N ، وهي قوة منخفضة نسبياً كون الفجاج لا يتعمق كثيراً في التربة كما أنه من نوع لسان العصفور. والقوة (P_y) هي قوة رد الفعل العمودية للعجلة القائدة والتي بلغت قيمتها وفق القيم المختارة 1200 N .

الجدول (4): القوى العمودية المؤثرة على آلة البذر مفردة الحبة.

P_y	1200 N	D_y	33.3 X 2
W	2586 + 2000 + 443	B_y	9 X 4
		F_y	6331 N

ويلاحظ من الجدول (4) أن قوة السحب المطلوب توافرها من قبل الجرار أقل بكثير من قوة الحمل والأمر طبيعي كون الآلة محمولة على الجرار على نقاط التعليق الخمسة.

الجدول (5): القوى الأفقية المؤثرة على آلة البذر مفردة الحبة.

P_x	212.65	D_x	23.31 X 2
F_x	917.772	B_x	59.718N X 4

ولحساب القوة اللازم توافرها من قبل النابض تم استخدام المعادلة رقم (23)، حيث بلغت قيمة هذه القوة $F_S = 3190 \text{ N}$. وبحل المعادلة رقم (26)، يمكن استنتاج أن $\alpha_{min} = 18.71^\circ$ و $F_{min} = 564 \text{ N/rad} = 9.8 \text{ N/degree}$. إن قيمة التغير القوة العمودية لعجلة القيادة والبالغة 9.8 N/degree يعني تغيراً أقل من 29% لقيمة القوة التي تضغط العجلة عندما تكون قيمة الإزاحة للعجلة في قيمتها الأعظمية. يمكن استخدام نتائج هذه الدراسة الآن لاستبدال القيم الأولية وإعادة حساب البارامترات، بعدها يمكن تنفيذ عملية التحسين هذه مراراً حتى الوصول إلى أفضل النتائج. حيث أنه أثناء عملية التكرار هذه سنجد أن قيمة الزاوية α_{min} ستبلغ 19.6° وستبقى قيمة F_{min} نفسها تقريباً. ومن الواضح أن

تخفيض قيم L_s و k أو زيادة قيمة L_p يمكن من الحصول على قيم أصغر لـ F ، لكن القيود التصميمية والميكانيكية هنا لن تكون مرضية بسبب تغيرها .

إذا اختير نابض بقطر سلك $d_s=7\text{mm}$ سينتج عنه من حل المعادلات من (27) وحتى (30) $D_s=C \times d_s=38.5 \text{ mm}$ وبالتالي $F_i = 482.4 \text{ N}$ ، وباستخدام المعادلة رقم (27) فإن قيمة معامل الصلابة للنابض $K_{ex}=12.8 \text{ N/mm}$ وعند حل المعادلة (29) ينتج $15.2 \text{ ksi} < \tau_i < 22.4 \text{ ksi}$ ، ومنه يمكن اختيار $\tau_i = 20 \text{ ksi} = 137.9 \text{ MPa}$

وبافتراض أن $2r_1=D_s$ و $r_2=10 \text{ mm}$ فإن قيمة $K_A= 1.16$ و $K_B=1.4$. ومن المعلوم أن الانفعال الأقصى في النوابض ستؤدي إلى تشكل قوى وإجهادات عظيمة .

ويمكن استخدام المعادلة (27) لإيجاد $F_{max}=1191.6 \text{ N}$. ومنه يمكن استبدال قيم K_A و K_B و F_{max} في

$$\tau_B = 478.1 \text{ MPa} \text{ و } 818.8 \text{ MPa} = \sigma_A \text{ لإيجاد (35) و (34) } (35)$$

ويحل المعادلات من (36) وحتى (40) وجد أن $S_{ut}= 1231.9 \text{ MPa}$ ، $S_{sy}=554.4 \text{ MPa}$ ، $(n_s)_A=1.13$ ،

$$(n_s)_B= 1.16$$

يتم حساب عدد لفات النابض المستخدم من خلال حل المعادلة رقم (41) حيث أنه بالاعتماد على أبعاد آلة البذر، يجب أن يتم تركيب النابض التمدي بين النقطتين اللتين تبعدان عن بعضهما 279.8 mm في ظروف العمل. لذلك فإن الطول الحر للنابض يجب أن يكون $279.8-27.8=252 \text{ mm}$ ، وعلى ذلك تستخدم المعادلة (33) لحساب عدد اللفات اللازمة للنابض وبالتالي عدد اللفات هو $N_b=26$ لفة. وبالتالي يمكن تلخيص خصائص وأبعاد النابض المستخدم في تركيب العجلة القائمة بالجدول (6).

الجدول (6): خصائص النابض المستخدم.

HARD DRAWN SPRING WIRE	المادة	HARD DRAWN SPRING WIRE	المادة
5.5	C	7 mm	ds
252 mm	L0	38.5 mm	Ds
26	Nb	482.4 N	Fi
		خطاف دائري عادي	نمط الخطاف

ويحل جميع المعادلات من (42) وحتى (48) فإن السرعة الدورانية للعجلة القائمة 70.7 rpm فتكون السرعة الدورانية للمسنن المقاد 27.5 rpm ، قطعت العجلة عند كل دورة مسافة 0.94 m وباعتبار أن مسافات البذر القياسية للذرة الصفراء 0.2 m و 0.25 m فإن عدد البذور المزروعة عند كل دورة هي 4.7124 و 3.77 بذرة، على التوالي. ومنه نستنتج أن عدد الثقوب الواجب تواجدها على محيط قرص التلقيح 12 و 10 ، على التوالي.

5-الاستنتاجات والتوصيات:

تم إعداد دراسة رياضية تحليلية لآلة بذر مفردة الحبة تعمل بجهاز تلقيم ميكانيكي محمولة على جرار زراعي للعمل في ظروف تربة المنطقة الجنوبية في محافظة طرطوس، وإجراء جميع الحسابات الضرورية من قوى السحب والحمل الواجب توافرها من قبل الجرار الزراعي حيث بلغت قيمة المحصلة الإجمالية لهاتين القوتين $F=6397.17$ N، حيث بلغت قوة السحب اللازم توافرها من قبل الجرار 917.77 N وقوة الرفع 6331 N ويرجع ذلك إلى أن التصميم الحالي هو لآلة محمولة على الجرار وليست مقطورة، كما بينت النتائج أن أقصى قيمة لرد الفعل كانت عند نقطة التعليق العلوية حيث بلغت 13569 N، وبناء على ذلك يجب أن تكون عناصر الربط في هذه النقطة قادرة على تحمل قوى القص والشد العالية الناتجة عن هذه القوة.

كما تم إجراء دراسة رياضية لتحسين مدى استمرارية تماس عجلة القيادة بالتربة للتغلب على التغيرات الحقلية التي يمكن أن تحصل أثناء العمل وتسبب انزلاق أو انقطاع في توليد الحركة الأمر الذي يؤثر سلباً على دقة البذر من خلال تركيب نابض مرن بقطر سلك 7 mm وقطر أعظمي 38.5 mm وطول إجمالي 252 mm وبمعامل صلابة 12.8 N/mm كما تم تحديد الخصائص الميكانيكية اللازم توافرها في هذا النابض.

تم إجراء دراسة رياضية لحساب عدد الثقوب الواجب تواجدها على قرص التلقيم وفق المتطلبات التصميمية حيث بلغ عدد الثقوب 12 ثقوباً عند مسافات بذر 0.2 m و 10 ثقوب عند مسافات بذر 0.25 m.

بناءً على ما سبق يمكن تحديد مجموعة من التوصيات والتي يمكن تلخيصها بما يلي:

1- إجراء دراسة تحليلية للإجهادات من أجل الحصول على صورة موسعة لاستجابة النظام الميكانيكي عن طريق المحاكاة السكونية والديناميكية بواسطة برامج حاسوبية مثل **SOLDIWORKS** و **ANSYS** وخاصة في مناطق تركيز أعظم القوى المؤثرة.

2- تصنيع النموذج وإجراء دراسات حقلية لتقييم أدائه.

3- استخدام المعادلات المذكورة في البحث لتحسين النموذج الحالي عن طريق إحداث تغييرات في

التصميم.

المراجع:

- BANKOLE. 1996, *A critical state behaviour of an agricultural soil*. [Doctoral Thesis] ,the University of Saskatchewan, Saskatoon, Canada.
- BECK, D.L. MILLER, J.L. HAGNY, M.P. 1998, *Successful No-Till on the Central and Northern Plains*. ASA Conf. Baltimore, MD.
- BUDYNAS, R.G., NISBETT, J.K. 2008, *Shigley's Mechanical Engineering Design*. Eighth Edition, McGraw-Hill.
- COCHRAN, B.J., PORTERFIELD, J.G., BATCHELDER, D.G.1974, *Vertical forces on furrow openers and depth control devices*. [master thesis] ASAE paper no, 72-609.
- FINK, J.T., CURRENCE, H.D. 1995, *No-till drill utilizing adjustable seed furrow openers*. Applied Engineering in Agriculture, VOL. 11, No. 6, 811-816.
- J. VAN BERGEIJK; GOENSE, D; SPEELMAN, L. 2001, *PA—Precision Agriculture: Soil Tillage Resistance as a Tool to map Soil Type Differences*. Vol. 79, No. 4, 371–387.
- JOHNSTON, A.M; LAFOND, G.P; MAY, W.E; HNATOWICH, G.L.; HULTGREEN, G.E. 2003, *Opener, Packer wheel and packing force effects on crop emergence and yield of direct seeded wheat, canola and field peas*. Canadian Journal of plant science. Vol. 83, 129-139.
- KARAYEL, D; SARAUSKIS, E. 2011, *Effect of downforce on the performance of no-till disc furrow openers for clay-loam and loamy soils, Agriculture engineering*. Research papers. VOL. 43, no 3, 16-24.
- MURRAY, J.R; TULLBERG, J.N., BASNET, B.B. 2006, *Planters and their components: types, attributes, functional requirements, classification and description*. ACIAR Monograph No. 121.
- NORRIS, C. P. 1978, *Comparative testing of seed metering and seed delivery equipment*. Proc. Conf. on Agric. Eng., Toowoomba. I.E. Aust. Nat Conf. Publ. Vol. 78, No. 8, 3–6.
- S. VON KEGLER; F. STÖCKEL. 2007, *A simple new model of vascular risk stratification using M-mode ultrasonic measurement and Hook's law to describe mechanical vessel wall stress*. , 107-118(4),
- SHARABY, N; DOROSHENKO, A; BUTOVCHENKO. A; LEGKONOGIH, A. 2019, *A comparative analysis of precision seed Planters*. E3S Web of Conferences 135, 01080.
- WATYOTHA, C; GEE-CLOUGH, D; SALOKHE, V. M. 2001, *Effect of circumferential angle, lug spacing and slip on lug wheel forces*. J. Terramech. Vol. 38, 1–14.
- WONG, J.Y. 2001, *Theory of ground vehicles*, John Wiley and Sons. ISBN 0-471-35461-9
- غانم، محمد؛ صارم، رنا. 2018، *دراسة تأثير السرعة الأمامية للجرار في أداء بعض آلات إعداد مرقد البذرة*. مجلة جامعة طرطوس للبحوث والدراسات العلمية، المجلد 2، العدد 2.
- غانم، محمد؛ صارم، رنا. 2019، *تأثير عدة مركبات آلية لإعداد مرقد البذرة في بعض مؤشرات الأداء*. مجلة جامعة طرطوس للبحوث والدراسات العلمية، المجلد 2، العدد 3.
- مصطفى، غدير. 2018، *تقييم أداء عدة أنواع من فجاجات آلة تسطير البذور لتناسب أسلوب الزراعة الحافظة*. مجلة جامعة طرطوس للبحوث والدراسات العلمية،
- ميهوب، علي. 2013، *آلات البذر والزراعة، منشورات جامعة تشرين*. الطبعة الأولى.