

**ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ І МОМЕНТІВ У ПЕРЕРІЗАХ  
РОЗПУШУВАЛЬНОЇ ЛАПИ КУЛЬТИВАТОРА ДОВІЛЬНОЇ  
ГЕОМЕТРИЧНОЇ ФОРМИ**

**Ю.О. Гуменюк**, кандидат технічних наук

Моделювання процесу взаємодії робочих органів з ґрунтом дозволяє описати їх поведінку при контакті з ґрунтовим середовищем, визначити причини виникнення коливань і зниження тягового опору. Змінний характер взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин з оброблюваним середовищем, проявляється при зміні фізико-механічних властивостей ґрунту. В роботі представлено розрахунок сил і моментів, які виникають в перерізах розпушувальної лапи культиватора довільної геометричної форми під дією розподіленого по її поверхні тиску.

*Ключові слова:* лапа культиватора, рівняння поверхні, розподілений тиск, сила, момент.

Серед проблем, що розглядаються в рамках землеробської механіки, актуальними є дослідження, спрямовані на вивчення фізико-механічних властивостей ґрунту. Однією з основних причин, що зумовили необхідність вивчення цього питання, є змінний характер взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин з оброблюваним середовищем, що проявляється при зміні фізико-механічних властивостей ґрунту. Особливо це стосується взаємодії робочих органів з пружною підвіскою або у випадку, коли стійка робочого органа виконує роль пружного елемента. Оскільки для різних типів ґрунтів характерні свої фізико-механічні властивості, подальших досліджень потребують визначення взаємозв'язку характеристик робочого органа з фізико-механічними властивостями ґрунту.

Аналіз досліджень, проведених в [1 - 8] дозволяє зробити висновок, що в цих роботах значну увагу приділено вивченню причин, які призводять до

коливання пружно закріпленого робочого органа і ступеня їхнього впливу на параметри. Основний недолік цих робіт полягає в тому, що в більшості випадків при проектуванні моделей взаємодії робочого органа з ґрунтовим середовищем, його форма зводилась до радіуса кривизни, або взагалі не враховувалась, а дія ґрунту на робочий орган – до рівнодіючої, прикладеної в деякій точці його поверхні.

Такий підхід ґрунтувався на представленні ґрунту у вигляді абсолютно твердого тіла і не міг дати пояснення змін його властивостей в процесі обробітку та впливу на нього параметрів і режимів роботи ґрунтообробних робочих органів.

**Мета роботи** полягає у визначенні сил і моментів, які виникають в перерізах розпушувальної лапи культиватора довільної геометричної форми.

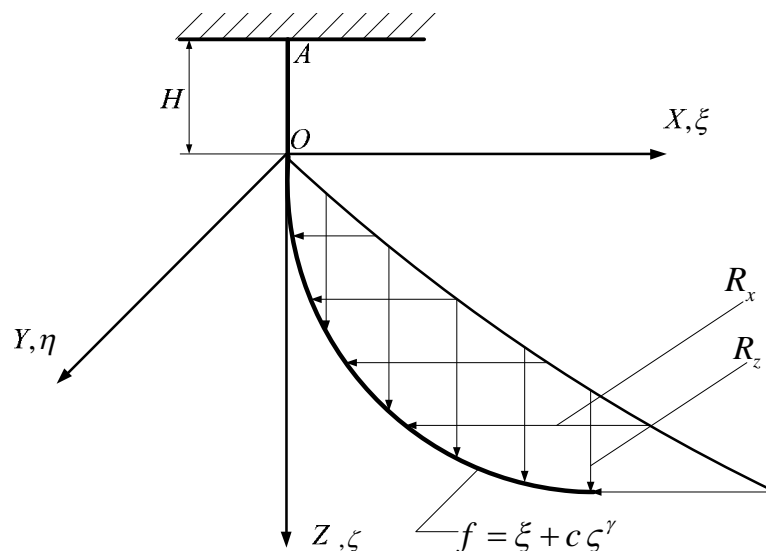
**Результати дослідження.** Вібраційна розпушувальна лапа (рис. 1) може бути показана у вигляді кривого бруса прямокутного перерізу, геометрична форма осьової лінії якого описується рівнянням:

$$f = \xi + c \zeta^\gamma, \quad (2.1)$$

де  $f$  – функція поверхні лапи культиватора;

$\xi, \zeta$  – координати точки на поверхні лапи;

$c, \gamma$  – коефіцієнти рівняння.



**Рис. 1.** Схема розподілу тиску на поверхні пружної лапи.

Для визначення сил і моментів у перерізах розпушувальної лапи розітнемо брус площиною 1 – 1, нормальною до його осі, і розглянемо рівновагу правої частини (рис. 2.).

У перерізі бруса діють зовнішні сили у вигляді розподілених сил  $P_x$ ,  $P_z$ , які врівноважуються внутрішніми зусиллями, розподіленими по перерізу 1 – 1. Вектори сил  $P_x$ ,  $P_z$  створюють момент відносно до центра мас перерізу, який за величиною дорівнює згинальному моменту в ньому з протилежним напрямком. Кожна з розподілених сил  $P_x$  і  $P_z$  розкладена на дві складові і утворює нормальну (поздовжню) силу  $N_p$  і поперечну силу  $Q$ .

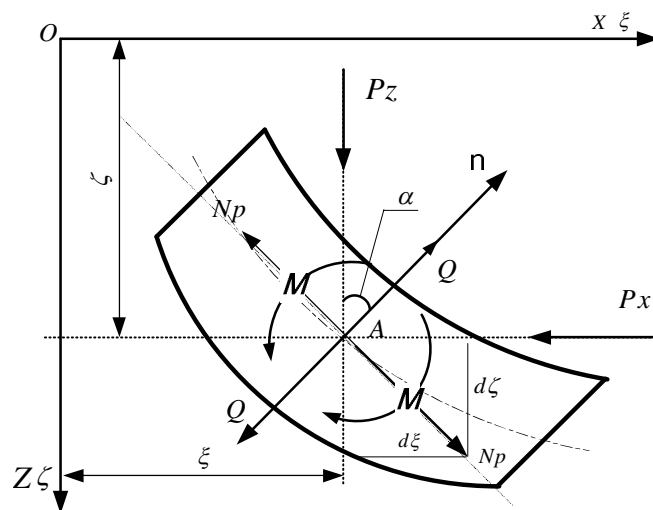


Рис. 2. Схема сил і моментів, які діють у перерізі бруса.

Після проектування сил, які діють у перерізі 1 – 1 на осі  $X$  і  $Z$ , та визначення їх моментів відносно точки  $A$ , отримаємо рівняння рівноваги фрагмента бруса:

$$\begin{cases} -Q \sin \alpha + N_p \cos \alpha - \int_0^{\zeta} P_x d\zeta = 0 \\ Q \cos \alpha + N_p \sin \alpha + \int_0^{\xi} P_z d\xi = 0 \\ -M + \int_0^{\zeta} P_x \zeta d\zeta + \int_0^{\xi} P_z \xi d\xi = 0, \end{cases} \quad (2.2)$$

де  $\alpha = \arccos n$ ;

$Q$ ,  $N_p$  – поперечна і нормальна сили відповідно,  $H$ ;

$P_x$  і  $P_z$  – розподілена сила,  $H/m$ ;

$\xi, \zeta$  – відстані від точки  $A$  на перерізі бруса до точки кріплення лапи;

$M$  – крутний момент у перерізі кривого бруса,  $H \cdot m$ .

Система рівнянь (2.2) складається з трьох рівнянь з трьома невідомими: крутним моментом  $M$ , нормальною силою  $N_p$  і поперечною силою  $Q$ . Розв'язок цієї системи дає такі вирази:

$$M = \int_0^{\zeta} P_x \zeta d\zeta + \int_0^{\xi} P_z \xi d\xi, \quad Q = -\sin \alpha \int_0^{\zeta} P_x d\zeta - \cos \alpha \int_0^{\xi} P_z d\xi, \quad N_p = \cos \alpha \int_0^{\zeta} P_x d\zeta - \sin \alpha \int_0^{\xi} P_z d\xi \quad (2.3)$$

Функції розподілених сил  $P_x, P_z$  можна отримати з виразів для компонент розподілу тиску по поверхні лапи шляхом інтегрування за її шириною:

$$P_x = \int_0^B R_x d\eta, \quad P_z = \int_0^B R_z d\eta, \quad (2.4)$$

де  $P_x, P_z$  – компоненти тиску ґрунту на розпушувальну лапу,  $\text{Па}$ ;

$B$  – ширина розпушувальної лапи,  $m$ .

У свою чергу компоненти розподілу тиску по поверхні лапи можуть бути визначені, враховуючи умови рівноваги на поверхні [10, 12]:

$$\begin{aligned} R_x &= \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n; \\ R_y &= \sigma_y m + \tau_{yz} n + \tau_{xy} l; \\ R_z &= \sigma_z n + \tau_{xz} l + \tau_{yz} m, \end{aligned} \quad (2.5)$$

де  $l = \cos(N^{\wedge}X)$ ,  $m = \cos(N^{\wedge}Y)$ ,  $n = \cos(N^{\wedge}Z)$  – напрямні косинуси нормалі до поверхні лапи;

$\sigma_i, \tau_{ij}$  – компоненти напружень,  $\text{Па}$ , ( $i, j = x, y, z$ ).

У випадку вирішення двомірної (плоскої) задачі координата  $Y$  дорівнює нулю. Направні косинуси для поверхні (2.1) мають вигляд [9]:

$$l = \left( \frac{\partial f}{\partial \xi} \right) / \sqrt{\left( \frac{\partial f}{\partial \xi} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \zeta} \right)^2}, \quad m = 0, \quad n = \left( \frac{\partial f}{\partial \zeta} \right) / \sqrt{\left( \frac{\partial f}{\partial \xi} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \zeta} \right)^2} \quad (2.6)$$

Після визначення першої похідної від функції поверхні лапи і підставлення її значення у вирази (2.6), отримаємо значення косинусів кутів нахилу нормалі до поверхні лапи культиватора:

$$l = \frac{1}{\sqrt{1+c^2\gamma^2\zeta^{-2+2\gamma}}}; \quad m = 0; \quad n = \frac{c\gamma\zeta^{-1+\gamma}}{\sqrt{1+c^2\gamma^2\zeta^{-2+2\gamma}}}. \quad (2.7)$$

Компоненти напружень  $\sigma_i$ ,  $\tau_{ij}$ , які входять в рівняння (2.5), визначаються з фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями для моделі тіла В'ялова [10]:

$$\sigma_i = \frac{(\dot{\varepsilon}_i - \dot{\varepsilon})(\mu + \frac{\sigma_s}{\Gamma})}{\mu \left( \frac{1}{\mu} + \frac{\mu(-1+\nu)^2}{(\mu - \mu\nu + 2Gt(1+\nu))^2} \right)}; \quad \tau_{xz} = \frac{\dot{\gamma}_{xz}}{\frac{\eta_1}{(Gt + \eta_1)^2} + \frac{\eta_1}{t^2(\frac{\eta_1}{t} + \tau_s)^2}}, \quad (2.8)$$

де  $\mu$ ,  $\eta_1$ , – коефіцієнт в'язкості відповідно за об'ємних і зсувних деформацій, Па·с;

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона;

$G$ – модуль пружності за зсувних деформацій, Па;

$\tau_s$  – граничне значення дотичних напружень, Па;

$t$  – час деформації, с ;

$\sigma_s$  – граничне напруження незворотних об'ємних пластичних деформацій, Па;

$\Gamma$ – другий інваріант девіатора швидкостей деформацій, 1/с.

Згідно з [11], компоненти швидкостей деформацій, які входять у вирази (2.8), мають вигляд:

$$\dot{\varepsilon}_x = -\frac{U_m \zeta (4X^4(-2+\nu) + 2X^2Z^2(4+\nu) - Z^4(-1+2\nu))}{2\pi(X^2 + Z^2)^{7/2}(-1+\nu)} \quad (2.9)$$

$$\dot{\varepsilon}_z = -\frac{U_m (2X^4\zeta^2 - 11X^2Z^2\zeta^2 + 2Z^4\zeta^2 - 6c^2X^3Z\gamma\zeta^{2\gamma}(-1+\nu)\varphi - 6c^2XZ^3\gamma\zeta^{2\gamma}(-1+\nu)\varphi)}{2\pi(X^2 + Z^2)^{7/2}\zeta(-1+\nu)} \quad (2.10)$$

$$\dot{\gamma}_{xz} = \frac{U_m \left( \frac{3XZ\zeta^2(X^2(-4+\nu) + Z^2(1+\nu))}{-1+\nu} + c^2(2X^2 - Z^2)(X^2 + Z^2)\gamma\zeta^{2\gamma}\varphi \right)}{2\pi(X^2 + Z^2)^{7/2}\zeta}, \quad (2.11)$$

де  $U_m$  – швидкість машини, м/с.

Середні швидкості деформацій:

$$\dot{\varepsilon} = -\frac{U_m (-2X^2\zeta^2Z^2)\zeta^2 + 3cX\zeta^\gamma (cZ\gamma\zeta^\gamma + \zeta^2)\varphi}{3\pi(X^2 + Z^2)^{5/2}\zeta}. \quad (2.12)$$

Другий інваріант девіатора швидкостей деформацій:

$$\Gamma = \sqrt{4/2(\dot{\varepsilon}_x^2 + \dot{\varepsilon}_z^2 + \dot{\gamma}_{xz}^2)}. \quad (2.13)$$

Інтегрування доданків першого виразу (2.3) з урахуванням (2.4) дозволить отримати значення крутного моменту лапи в будь-якому перерізі залежно від значення відстані до точки її кріплення. Значення цього моменту має вигляд:

$$Mi = \int_0^\zeta P_z d\zeta + \int_0^\xi P_x d\xi. \quad (2.14)$$

Підстановка в другий доданок рівняння (2.14) значення  $\xi = -c\zeta^\gamma$  дозволяє переписати цей вираз у вигляді:

$$Mi = \int_0^\zeta (P_z d\zeta + P_x (-c\zeta^\gamma)) d\zeta. \quad (2.15)$$

Залежності складових розподілених сил на поверхні лапи від її геометричних параметрів мають вигляд:

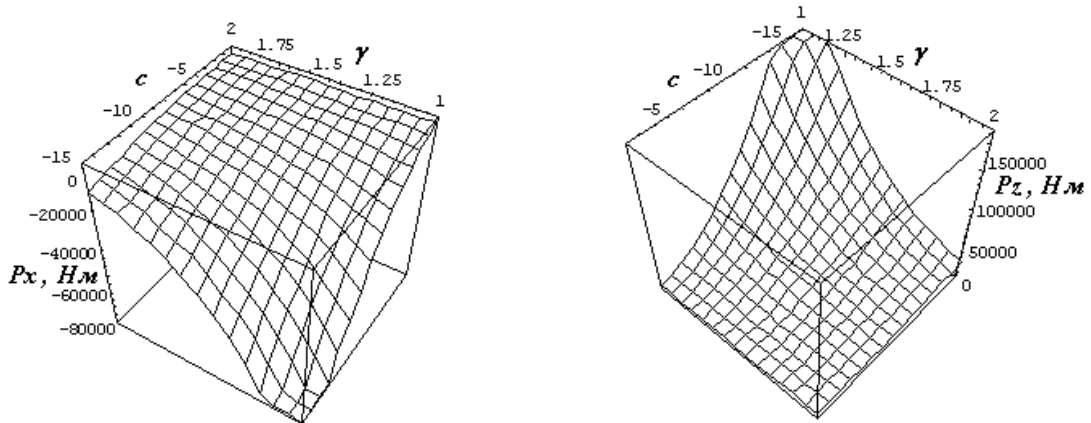


Рис. 3. Зміна горизонтальної  $P_x$  та вертикальної  $P_z$  складових розподіленої сили від геометричних параметрів  $c$  і  $\gamma$  лапи при  $x=0,021+\zeta$ ;  $z=0,021+\zeta$ ;  $\eta=B$ ;  $\zeta=h$ ;  $\varphi=0,3$ ;  $\mu=10000 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $\eta_1=4000 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $B=0,03 \text{ м}$ ;  $h=0,2 \text{ м}$ ;  $\nu=0,3$ ;  $G=30 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_0=300 \text{ кПа}$ ;  $\tau_0=100 \text{ кПа}$ ;  $U_m=2 \text{ м/с}$ ;  $t=0,01 \text{ с}$ .

Аналіз графіків, показаних на рис. 3, показує, що зміна параметрів лапи (кута встановлення лапи  $c$  та показника форми  $\gamma$ ) впливає на величину горизонтальної і вертикальної складової розподіленої сили  $P_x$  і  $P_z$ . При малих кутах установки зміна форми лапи не має суттєвого впливу на величину  $P_x$  і  $P_z$ . Збільшення кривизни лапи призводить до зменшення горизонтальної і вертикальної складової розподіленої сили, а збільшення кута установки лапи – збільшує величину  $P_x$  і  $P_z$ .

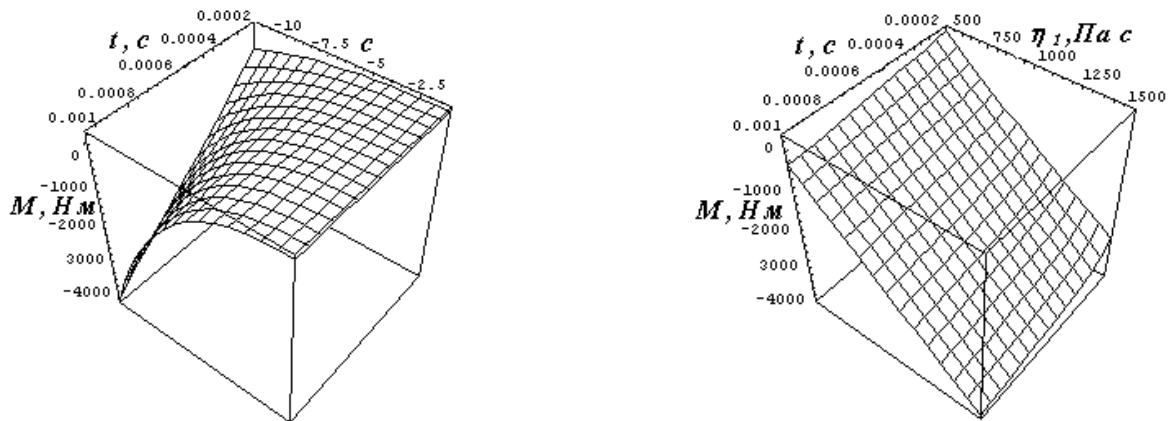


Рис. 4. Зміна згинального моменту  $M$  від кута нахилу лапи  $c$ , коефіцієнта в'язкості при зсувних деформаціях  $\eta_1$  та часу  $t$  при  $\varphi=0,3$ ;  $G=30$  МПа;  $\mu=10000$  Па·с;  $\eta_1=4000$  Па·с;  $B=0,03$  м;  $h=0,2$  м;  $\sigma_0=300$  кПа;  $\tau_0=100$  кПа;  $U_m=2$  м/с;  $\gamma=2$ .

На графіку (рис. 4) видно, що при малих значеннях кута установки лапи  $c$  зміна часу  $t$  не впливає на величину згинального моменту, а його збільшення призводить до зростання величини згинального моменту. Зміна моменту  $M$  від коефіцієнта в'язкості при зсувних деформаціях  $\eta_1$  відбувається за лінійним законом. Зміна часу не має суттєвого впливу на величину згинального моменту.

### Висновки

1. Зміна фізико-механічних властивостей ґрунту впливає на характер взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин з оброблюваним середовищем.
2. При взаємодії вібраційного робочого органу з ґрунтом, під дією зусиль з боку ґрунтового середовища, в його перерізі виникає момент, який призводить до деформації робочого органу.

3. Збільшення кривизни лапи призводить до зменшення горизонтальної і вертикальної складової розподіленої сили, а за збільшення кута установки лапи – зростає величина  $P_x$  і  $P_z$ .

4. Зміна моменту  $M$  від коефіцієнта в'язкості при зсувних деформаціях  $\eta_l$  відбувається за лінійним законом.

### Список літератури

1. Игнатенко И.В. О механизме автоколебаний рабочих органов / И.В. Игнатенко, В.А. Фокин // Динамика узлов и агрегатов сельскохозяйственных машин: сб. статей. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1978. – С. 75–79.
2. Игнатенко И.В. Сила сопротивления в возмущенном движении рабочих органа культиватора / И.В. Игнатенко // Комплексная механизация и электрификация сельскохозяйственного производства: сб. статей, - Ростов-на-Дону: РИСХМ, – 1979. – С. 136–140.
3. Кондратьев Е.Л. Механизм автоколебаний рабочего органа культиватора на упругой подвеске / Е.Л. Кондратьев // Исследование, проектирование и производство рабочих органов сельскохозяйственных машин: сб. статей, – Ростов-на-Дону: РИСХМ, – 1977. – С. 26–31.
4. Кондратьев Е.Л. О некоторых вопросах кинематики культиваторной лапы на упругой стойке / Е.Л. Кондратьев // Рабочие органы почвообрабатывающих машин для работы с мощными тракторами на повышенных скоростях: сб. статей – Ростов-на-Дону: РИСХМ, – 1974. – С. 43–49.
5. Кондратьев Е.Л. Соотношение между жесткостью и прочностью упругих подвесок / Е.Л. Кондратьев, И.В. Игнатенко // Научные основы проектирования сельскохозяйственных машин: сб. статей, – Ростов-на-Дону: РИСХМ, – 1979. – С. 61–69.
6. Левицкий С.В. Исследование виброэффекта упругой подвески рабочих органов скоростного лапового культиватора: автореф. дис. на соискание ученой степени канд техн. наук: специальность 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / С.В. Левицкий. – Ростов-на-Дону, 1981. – 20 с.



7. Моргачев В.Е. О причине возникновения автоколебаний при работе культиваторной лапы на упругой стойке / В.Е. Моргачев // Науч. тех. бюл. ВИМ. – 1970. – Вып. 7-8. – С. 19–23.
8. Моргачев В.Е. О характере колебательного процесса культиваторной лапы на упругой стойке / В.Е. Моргачев // Труды ВИМ. – 1970. – Т. 52. – С. 52–58.
9. Биргер И.А. Сопротивление материалов / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1986. – 568 с.
10. Вялов С.С. Реологические основы механики грунтов / С.С. Вялов. – М.: Высшая школа, 1978. – 447 с.
11. Ганженко О.М. Удосконалення технологічного процесу обробітку ґрунту перед садінням маточних коренеплодів / О.М. Ганженко // Збірник наукових праць ННЦ ІМЕСГ. «Механізація та електрифікація сільського господарства». Глеваха. – 2000. – Т. 83. – С. 133-135.
12. Лурье А.И. Пространственные задачи теории упругости / А.И. Лурье. – М.: Гостехиздат, 1955. – 492 с.

**К вопросу определения сил и моментов в сечениях разрыхлительной лапы культиватора произвольной геометрической формы.**

*Ю.О. Гуменюк*

Моделирование процесса взаимодействия рабочих органов с почвой позволяет описать их поведение при контакте с почвенной средой, определить причины возникновения колебаний и снижение тягового сопротивления. Сменный характер взаимодействия рабочих органов почвообрабатывающих машин с обрабатываемой средой проявляется при изменении физико-механических свойств почвы. В работе представлены расчет сил и моментов, возникающих в сечениях разрыхлительной лапы культиватора произвольной геометрической формы под действием распределенного по ее поверхности давления.

**Ключевые слова:** лапа культиватора, уравнение поверхности, распределенное давление, сила, момент.

**Prior to the determination of the forces and moments in the crosscut end of cultivator's shank with arbitrary geometry.**

*Gumeniuk Iu.*

Simulation of the interaction of tillage tools with the soil allows to describe their behavior when exposed to the soil environment, identify the causes of vibrations and reduce of drawbar pull. Variable nature of the interaction of tillage tools with the

soil environment is manifested in changing of physical properties of the soil. In this paper presents the calculation of forces and moments that occur in crosscut end of cultivator shank arbitrary geometric shape under distributed pressure on its surface.

**Key words:** Cultivator's shank, equation of surface, distributed pressure, force, torque.