

Литература

1. Торопынин С.И., Терских С.А., Глебов С.А. Атмосферная коррозия деталей сельскохозяйственной техники // Вестник КрасГАУ. – Красноярск, 2002. – № 8. – С. 73-78.
2. Розенфельд И.А. Коррозия и защита металлов. Локальные коррозионные процессы. – М.: Металлургия, 1970.
3. Ваграмян А.Т., Петрова Ю.С. Физико-механические свойства электролитических осадков. – М.: Изд-во АН СССР, 1960.
4. Тодт Ф. Коррозия и защита от коррозии / Пер. с нем. – М.; Л.: Химия, 1966.
5. Форест П. Усталость металлов / Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1968.



УДК 629.114.2

Н.И. Селиванов, А.В. Кузнецов

ОБОСНОВАНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ ЗИМНИХ УСЛОВИЙ

Снижение эффективности зимнего агрегатирования энергонасыщенных тракторов обусловлено низкими тягово-сцепными свойствами движителя, ограничением рабочих скоростей и нерациональным комплектованием МТА. При этом тракторный дизель обычно функционирует на регуляторной ветви скоростной характеристики при загрузке по мощности 60-80% от номинальной с повышенным удельным расходом топлива. Ранее [1] было обосновано предложение: с целью адаптации переводить тракторные дизели в зимний период эксплуатации на пониженный уровень мощности с реализацией характеристики постоянной мощности в зоне рабочих частот вращения коленчатого вала. При этом были установлены рациональные параметры регуляторной характеристики дизеля СМД-66 гусеничного трактора класса 3 ДТ-175С (табл. 1) для этих условий.

Ниже рассмотрена методика определения рациональных параметров корректора подачи топлива и технология регулирования ТНВД для реализации параметров регуляторной характеристики дизеля СМД-66 на нижнем уровне мощности.

Таблица 1

Рациональные параметры регуляторных характеристик дизеля СМД-66

Уровень экспл. мощн.	$N_{e\vartheta}$, <i>кВт</i>	n_H , (n_{Nee}), <i>мин⁻¹</i>	g_{en} / g_{emin} , ($z / \kappa Bm \cdot u$)	$n_{ge min}$, <i>мин⁻¹</i>	K_{Mn} ($K_{M max}$)	n_M , <i>мин⁻¹</i>	$n_{xx max}$, <i>мин⁻¹</i>
I	125	1900 (1750-1900) 1900	252/244	1650	1,09 (1,15)	1450	2050
II	100	(1400-1900)	254/243	1600	1,36	1400	2050

Дефорсирование дизеля СМД-66 до уровня эксплуатационной мощности 100 кВт, соответствующей режиму максимального крутящего момента, с использованием зоны минимального удельного расхода топлива многопараметровой характеристики позволяет сформировать нагрузочную характеристику двигателя постоянной мощности, обладающего способностью автоматически приспосабливаться в зоне рабочих частот вращения коленчатого вала к условиям эксплуатации. При этом характеристика ДПМ по преобразующим свойствам приближается к характеристике силового агрегата дизель-гидротрансформатор.

Перерегулирование дизеля осуществляется путем ограничения эксплуатационной мощности $N_{e\vartheta}$ до уровня, соответствующего режиму максимального крутящего момента. В этом случае постоянная эксплуатационная мощность обеспечивается в диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала от $n_{M max} = 1400 \text{ мин}^{-1}$ до $n_H = 1900 \text{ мин}^{-1}$ с $K_{Mn} = 0,36$, что на 18-19% выше, чем у двигателя с серийной настройкой.

Переналадка серийного двигателя заключается в уменьшении корпуса корректора, цикловой подачи топлива при номинальной частоте вращения $n_H = 1900 \text{ мин}^{-1}$ на величину Δg_{II} для получения мощности $N_{e\vartheta II} = N_{eM max}$:

$$\Delta g_{\text{Ц}}^H = g_{\text{ен}} (N_{\text{ез}} - \frac{g_{\text{енДПМ}}}{g_{\text{ен}}} N_{\text{емmax}}) / 30n_H i, \quad (1)$$

где $g_{\text{ен}}$ и $g_{\text{енДПМ}}$ - удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме n_H для серийного дизеля и ДПМ соответственно; i - число цилиндров двигателя.

Участок постоянной мощности характеристики ДПМ достигается в диапазоне рабочих частот вращения коленчатого вала $1900...1400 \text{ мин}^{-1}$ при увеличении цикловой подачи топлива практически по гиперболическому закону. Изменение цикловой подачи топлива по гиперболическому закону может быть обеспечено подбором характеристики корректора, для чего было проведено теоретическое исследование.

Все силы, действующие в чувствительных элементах механического всережимного регулятора и приведенные к муфте, могут быть заменены двумя противоположно направленными силами: восстанавливающей E и поддерживающей $A\omega_p^2$, причем последняя возникает в чувствительном элементе только в процессе работы. Равновесное положение муфты чувствительного элемента может быть только в том случае, когда указанные силы взаимно уравновешиваются [1]:

$$E - A\omega_p^2 = 0. \quad (2)$$

При работе корректора деформация его пружины складывается из двух частей: φ - предварительной деформации, устанавливаемой при изготовлении или ремонте топливной аппаратуры, путем выбора положения корпуса корректора и h - текущей деформации (перемещение штока корректора), вызываемой перемещением муфты.

Тогда условие (2) при жесткости пружины корректора b будет иметь вид [2]:

$$A\omega_p^2 = b\varphi_0 + bh. \quad (3)$$

На режиме $M_{K_{\text{max}}}$ для ДПМ и двигателя серийной регулировки $A\omega_p^2 = idem$, тогда при одинаковой предварительной деформации пружин $b_{\text{ДПМ}}\varphi_{0\text{ДПМ}} = b\varphi_0$;

$$b_{\text{ДПМ}}h_{\text{ДПМ}} = bh \quad (4)$$

$$\text{или } h_{\text{ДПМ}} / h = b / b_{\text{ДПМ}}, \quad (5)$$

т.е. отношение хода штока корректора ДПМ и серийного двигателя обратно пропорционально жесткости пружины корректора. Учитывая, что на режиме $M_{K_{\text{max}}}$ $g_{\text{Ц.ДПМ}}^{\text{max}} = g_{\text{Ц}}^{\text{max}}$ цикловые подачи топлива на номинальном режиме можно представить, при известных значениях коэффициентов приспособляемости K_M , соотношениями:

$$\begin{cases} g_{\text{Ц.ДПМ}}^H = g_{\text{Ц}}^{\text{max}} g_{\text{енДПМ}} / (K_{M.\text{ДПМ}} g_{\text{емmax}}); \\ g_{\text{Ц}}^H = g_{\text{Ц}}^{\text{max}} g_{\text{ен}} / K_M g_{\text{емmax}}. \end{cases} \quad (6)$$

Тогда изменение цикловых подач топлива на рабочем корректорном участке характеристики для нижнего и верхнего уровня определится из уравнений:

$$\begin{cases} g_{\text{Ц}}^{\text{max}} - g_{\text{Ц.ДПМ}}^H = g_{\text{Ц}}^{\text{max}} (1 - g_{\text{енДПМ}} / (K_{M.\text{ДПМ}} g_{\text{емmax}})); \\ g_{\text{Ц}}^{\text{max}} - g_{\text{Ц}}^H = g_{\text{Ц}}^{\text{max}} (1 - g_{\text{ен}} / (K_M g_{\text{емmax}})). \end{cases} \quad (7)$$

С другой стороны, уменьшение цикловой подачи топлива пропорционально ходу штока корректора. Тогда для обоих уровней мощности:

$$\begin{cases} g_{\text{Ц}}^{\text{max}} - g_{\text{Ц.ДПМ}}^H = \epsilon_{\text{ДПМ}} h_{\text{ДПМ}}; \\ g_{\text{Ц}}^{\text{max}} - g_{\text{Ц}}^H = \epsilon h. \end{cases} \quad (8)$$

Приравняв соответствующие уравнения в выражениях (7) и (8), после преобразования получим:

$$\frac{h_{ДПМ}}{h} = \frac{1 - \frac{g_{енДПМ}}{g_{eM \max} K_{M.ДПМ}}}{1 - \frac{g_{ен}}{g_{eM \max} K_M}} \quad (9)$$

Подставляя значения удельных расходов топлива на режиме максимального крутящего момента ($g_{eM \max}$) и на номинальном ($g_{енДПМ}$ и $g_{ен}$), а также соответствующие значения $K_{M.ДПМ} = 1,36$ и $K_M = 1,15$ в формулу (9), получим:

$$h_{ДПМ} / h = 2,03.$$

Из выражения (6) следует, что пружина корректора для ДПМ при увеличенном примерно в два раза ходе штока должна иметь соответственно в два раза меньшую жесткость. Указанное достигается путем последовательного соединения двух серийных пружин, что следует из уравнения:

$$b_{ДПМ} = \frac{b \cdot b}{b + b} = \frac{b^2}{2b} = \frac{b}{2} \quad (10)$$

На рисунке 1а приведены расчетные регуляторные характеристики ТНВД НД 22/6Б4 для установленного и пониженного уровней мощности, полученные с учетом изменения удельного расхода топлива на корректорной ветви характеристики дизеля.

Требуемая цикловая подача (рис. 1б) устанавливается при регулировании ТНВД на стенде. Она учитывает отличие условий топливоподачи при регулировании и работе ТНВД на дизеле и на 12-14% выше расчетной.

Оценка методики и отработка технологии перерегулирования ТНВД НД-22/6Б4 для получения пониженного уровня мощности дизеля СМД-66 с характеристикой постоянной мощности проводилась в лаборатории топливной аппаратуры на стенде КИ-22205-1.

Технология перерегулирования ТНВД НД-22/654 на пониженный уровень мощности включала следующие этапы:

- 1) проверка и регулирование ТНВД на установленный уровень мощности в соответствии с техническими требованиями;
- 2) замена серийного корректора на экспериментальный с увеличением в два раза хода штока и соответствующим уменьшением общей жесткости его пружин;
- 3) перерегулирование ТНВД с экспериментальным корректором на соответствующих техническим требованиям режимах для получения характеристики топливоподачи, обеспечивающей пониженный уровень мощности двигателя с характеристикой постоянной мощности в установленном диапазоне угловых скоростей коленчатого вала.

При оснащении ТНВД серийным и экспериментальным корректорами соблюдались при их сборке и предварительной регулировке следующие условия:

- ход штока серийного корректора устанавливался 0,5-0,05 мм, а экспериментального 1,0-0,1 мм.
- предварительное натяжение пружин серийного и экспериментального корректоров составляло 6 -1 Н.

При регулировании ТНВД соблюдалась следующая последовательность (при предварительно установленных ходах штока и натяжениях пружин):

- 1) установка угла опережения подачи топлива относительно оси профиля кулачка и равномерности подачи топлива по штуцерам;
- 2) проверка и регулирование пусковой подачи топлива на пусковом режиме ($n_{пр} = 100-150 \text{ мин}^{-1}$);
- 3) регулирование начала действия регулятора производилось при снятом корректоре винтом максимальной частоты вращения; при частоте вращения $970 \pm 5 \text{ мин}^{-1}$ настраивалась подача, превышающая номинальную на 1 см^3 ;
- 4) регулирование номинальной подачи топлива достигалось установкой на место корректора и завертыванием его корпуса в глубь крышки до получения на номинальном скоростном режиме (950 мин^{-1}) требуемой по техническим условиям подачи;
- 5) регулирование подачи топлива на режиме перегрузки производилось при $n=700 \text{ мин}^{-1}$ изменением натяжения пружин корректора и хода штока с помощью ограничителя до получения заданной коррекции подачи топлива;
- 6) проверка подачи топлива при максимальной частоте вращения холостого хода.

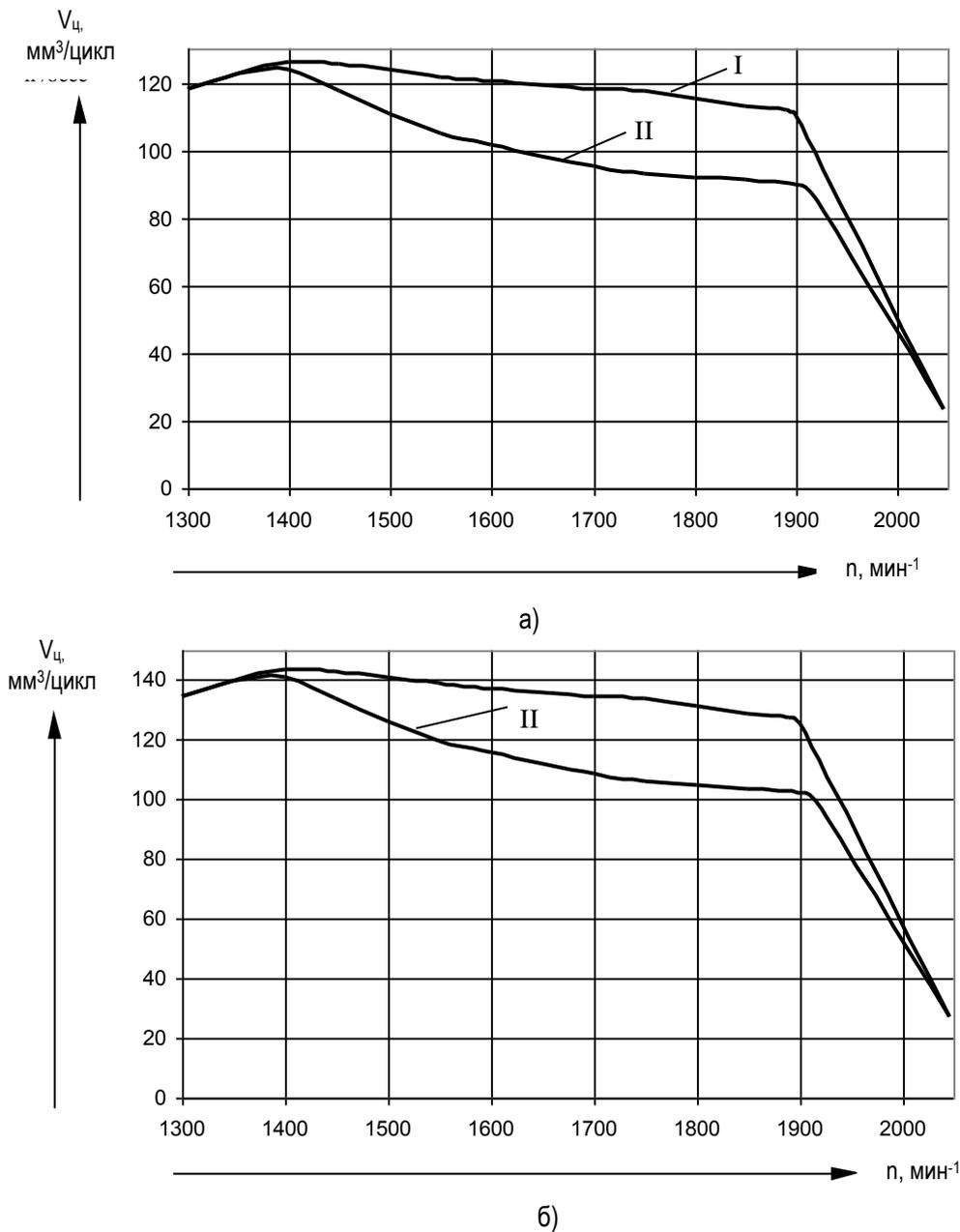


Рис. 1 Регуляторная характеристика ТНВД: I – верхний уровень; II – нижний уровень:
а) расчетная цикловая подача; б) требуемая цикловая подача.

После замены серийного корректора на экспериментальное перерегулирование ТНВД на нижний уровень мощности двигателя с характеристикой ДПМ заключалось в выполнении контрольно-регулирующих операций по п. 3, 4, 5. Пневматический корректор (ограничитель дыmlения) при регулировании номинальной подачи отключался путем установки технологической заглушки.

На заключительном этапе перерегулирования ТНВД на нижний уровень мощности снималась регуляторная характеристика и сравнивалась с расчетной. Результаты проверки и регулирования ТНВД НД-22/6Б4 на установленный и пониженный уровни мощности двигателя СМД-66 приведены в таблице 2.

Для оценки параметров дизеля на установленном и пониженном уровнях мощности снимались регуляторные характеристики по разработанной ранее методике и техническим требованиям, регламентируемым ГОСТ 18509-88 [3].

На рисунке 2 показаны стендовые регуляторные характеристики дизеля СМД-66 на двух уровнях мощности, приведенные к стандартным условиям. Их динамические параметры и показатели топливной экономичности соответствуют расчетным значениям, что свидетельствует о приемлемости изложенных выше расчетов и техно-

логии перерегулирования ТНВД для получения регуляторной характеристики дизеля, адаптированного к использованию на тракторе в зимних условиях.

Таблица 2

Результаты проверки и регулирования топливного насоса НД-22/6Б4 № 679970

Параметры	Уровень I		Уровень II	
	Нормативные	Действительные	Нормативные	Действительные
Начало действия регулятора, мин^{-1}	970±5	973	970±5	973
Частота вращения при включении подачи топлива регулятором, мин^{-1}	1025-1065	1050	1025-1065	1040
Номинальная подача топлива секциями, мл/цикл.	62,5/500	63,3/500	50,5/500	50,2/500
Неравномерность подачи топлива, %	6	4	6	4
Установочный угол опережения впрыска топлива первой секцией, град	45	45	45	45
Подача топлива при максимальной частоте вращения холостого хода, мл/цикл.	10-13/500	12,8/500	10-13/500	12,8/500
Подача топлива на режиме максимального крутящего момента, при $n = 725 \pm 25 \text{ мин}^{-1}$; мл/цикл.	71-72/500	73/500	68,8-71/500	70/500
Степень неравномерности регулятора, %	9,7	9,4	9,7	9,4
Коэффициент коррекции	1,12-1,15	1,14	1,36-1,40	1,39

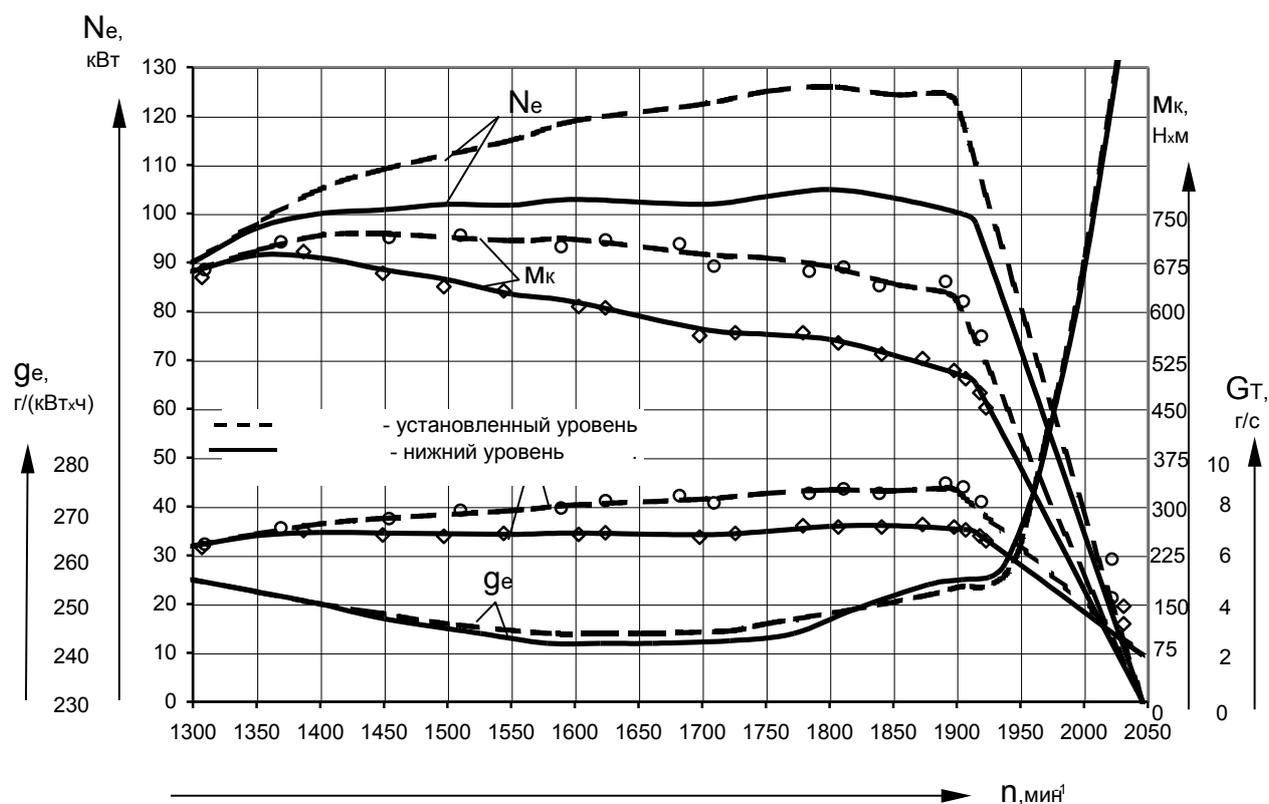


Рис. 2 Стеновые регуляторные характеристики дизеля СМД-66 на двух уровнях мощности

Выводы. Для адаптации тракторного дизеля к зимним условиям использования предложены методика определения рациональных параметров топливоподачи на характерных режимах и технология перерегулирования ТНВД, обеспечивающие реализацию характеристики постоянной мощности на оптимальном уровне в заданном диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала.

Результаты стендовых испытаний ТНВД и двигателя СМД-66 с разными уровнями эксплуатационной мощности показали реальность и целесообразность обеспечения рациональных параметров тракторных дизелей для зимних условий за счет изменения корректорной ветви регуляторной характеристики топливного насоса предложенными методом и технологией.

Литература

1. Селиванов Н.И. и др. Обоснование параметров регуляторной характеристики топливного насоса тракторного дизеля с двумя уровнями номинальной мощности //Транспортные средства Сибири: Межвуз. сб. науч. тр. – Вып. 5. – Красноярск: Изд-во КГТУ, 1999. – С. 439-443.
2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания: Уч. пособие для вузов. – М: Машиностроение, 1979. – 615 с.



УДК 531:631.33.024

А.С. Вишняков, А.А. Вишняков, В.А. Филькин

ХАРАКТЕР ПЕРЕМЕЩЕНИЯ СЕМЕННОГО МАТЕРИАЛА В ВИБРАЦИОННОМ ШТАНГОВОМ ВЫСЕВАЮЩЕМ АППАРАТЕ СЕЯЛКИ

Нами разработан и предложен для внедрения вибрационный штанговый высевающий аппарат сеялки (Патент РФ № 2121779. Вибрационный штанговый высевающий аппарат сеялки / Вишняков А.С., Вишняков А.А. и др. – Оpubл. в Б.И. – 1998. – № 32). Его рабочими узлами являются две штанги 2 (рис. 1), выполненные в виде тонкостенных разъемных труб, установленных поперек сеялки и под регулируемым углом β к горизонту. В местах разъема каждой из штанг установлена пластина 3, разделяющая всю рабочую полость штанги на две зоны: верхнюю – зону транспортирования (перемещения) семенного материала и нижнюю – зону высева. Разделяющая пластина по всей длине штанги имеет окна, соединяющие зону транспортирования семян с зоной их высева. В зоне высева в штангах выполнены высевные отверстия 1. Штанги в процессе работы колеблются в противофазе. Устойчивая работа такого аппарата должна обеспечить равномерный высев семян через все высевные отверстия при отсутствии их переуплотнения в рабочих зонах штанг.

В связи с наклонным расположением штанг необходимо обеспечить такие условия их работы, при которых отсутствовало бы это уплотнение семян, особенно в конце каждой из штанг. Это возможно в том случае, если семена будут перемещаться вдоль разделяющих пластин штанг при их колебаниях как вверх, так и вниз по штангам, но с преимущественным перемещением вниз.

Для того, чтобы движение семенного материала было именно таким, необходимо учесть все силы, действующие на него при колебаниях штанг. Эти силы изображены на рисунке 1, представляющем элемент штанги.

Согласно рисунку 1, штанга расположена под углом β к горизонту и колеблется вдоль линии kl . Угол между направлением колебаний kl и штангой обозначим через δ . Причем направление перемещения штанги к точке k соответствует левому ее положению, а к точке l – правому. При этом в первом случае семенной материал может перемещаться вверх, а во втором случае – вниз по штанге. Оси координат выбраны таким образом, что ось OX направлена вниз по разделяющей пластине, а ось OY – перпендикулярно к ней.

На семенной материал в штанге действуют силы:

$P = mg$ - сила тяжести частиц семенного материала;

$F = f N$ - сила трения семян о рабочие элементы штанги.

Если семена при колебаниях будут перемещаться вверх и вниз по разделяющей пластине штанги, то сила трения F при этом всегда будет препятствовать таким возможным их перемещениям.