

Физматгиз, М., 1957. [5]. А. И. Дукельский. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. Изд-во «Машиностроение», М.—Л., 1966. [6]. В. Г. Каплун. Исследование долговечности несущих канатов подвесных лесотранспортных установок. Автореферат диссертации. ЛОЛПИ, Львов, 1968. [7]. Б. С. Ковальский. Расчет деталей на местное сжатие. Изд-во ХВКИУ, Харьков, 1967. [8]. А. Г. Прохоренко. Напряжения изгиба в несущих канатах открытого типа. Сб. «Стальные канаты», вып. 4, изд-во «Техника», Киев, 1967. [9]. С. Т. Сергеев. Надежность и долговечность подъемных канатов. Изд-во «Техника», Киев, 1968. [10]. Н. Hertz. Druckkräfte in einem Kreiszyliner. Gesammelte Werke, I, 1895.

УДК 625.2

## К ВОПРОСУ ОБОСНОВАНИЯ ОБОБЩЕННЫХ РАСЧЕТНЫХ СХЕМ КОЛЕБАНИЙ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ И ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт

В результате анализа применяемых на лесозаготовках машин выбраны наиболее типичные, объединяющие, в свою очередь, наиболее близкие виды. Приведенная схема может быть использована при проектных работах, связанных с исследованиями колебаний лесных машин.

Операции по заготовке леса обычно связаны с различными по характеру перемещениями хлыстов, деревьев и пакетов. Однако во всех случаях из-за гибкости хлыстов, а также неизбежности действия внешних возмущающих сил перемещения деревьев сопровождаются колебаниями их масс. Характер колебаний упруго соединенных масс зависит от особенностей операций, в процессе которых деревья взаимодействуют через рабочие органы с заготовительной, погрузочной или транспортной машиной, с ее механизмами и узлами.

Например, при повале дерева на машину характер перемещения его зависит не только от колебательных параметров и внешних сил, но и от свойств самой машины, ее массы, конструкции, качества и типа подвески осей. Это же можно сказать и о других операциях.

На колебания систем значительно влияют особенности соединения, размещения и связи деревьев с машиной [6], встречающиеся при выполнении одной и той же операции; например, при трелевке — повал на одну или две опоры, при транспортировании — на тягаче и прицепе-пуске, целиком на машине (поперек или вдоль ее продольной оси), при бесчokerной трелевке — комбинированное перемещение подвешенных за один конец деревьев и одновременная погрузка их на трактор и т. д.

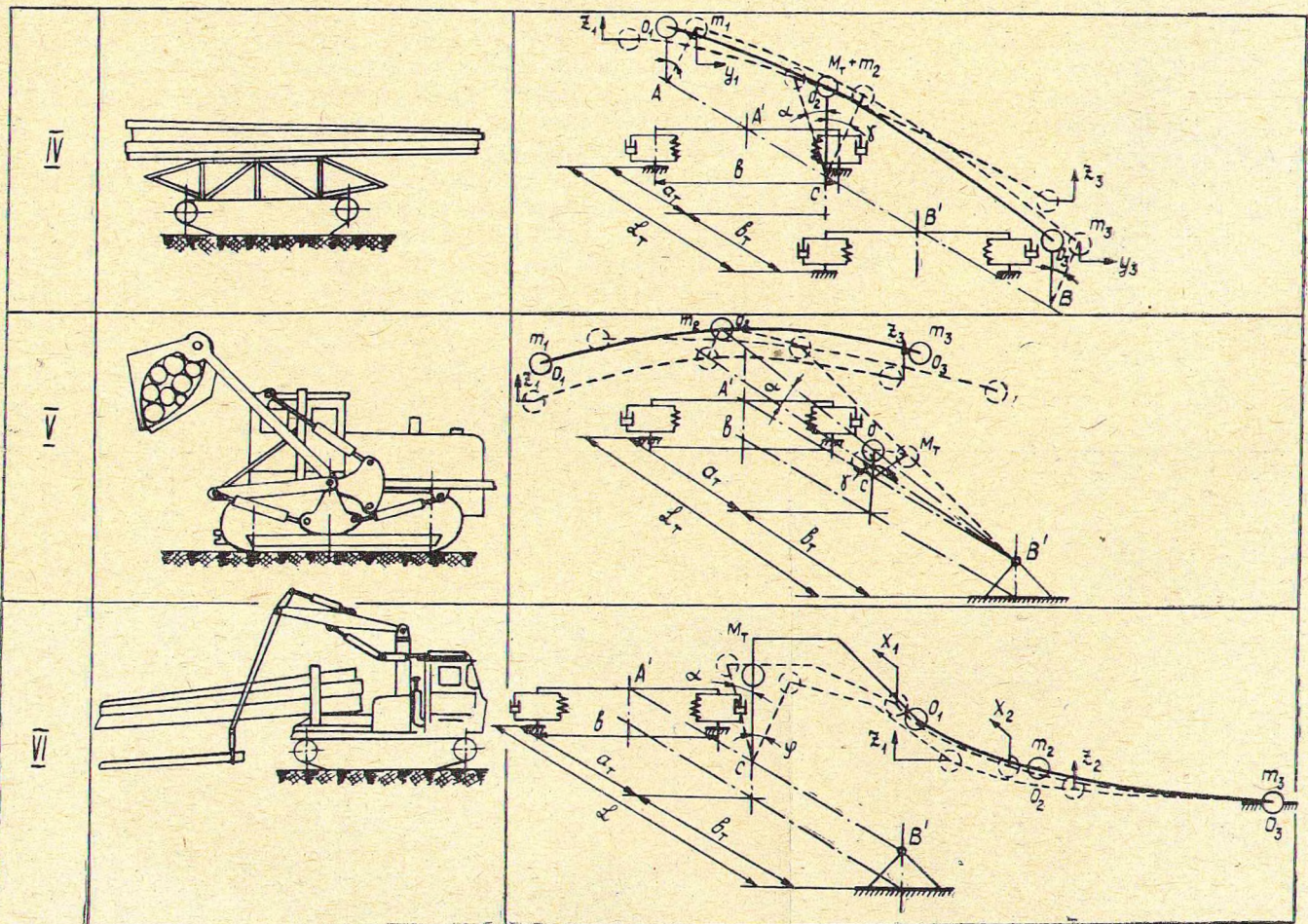
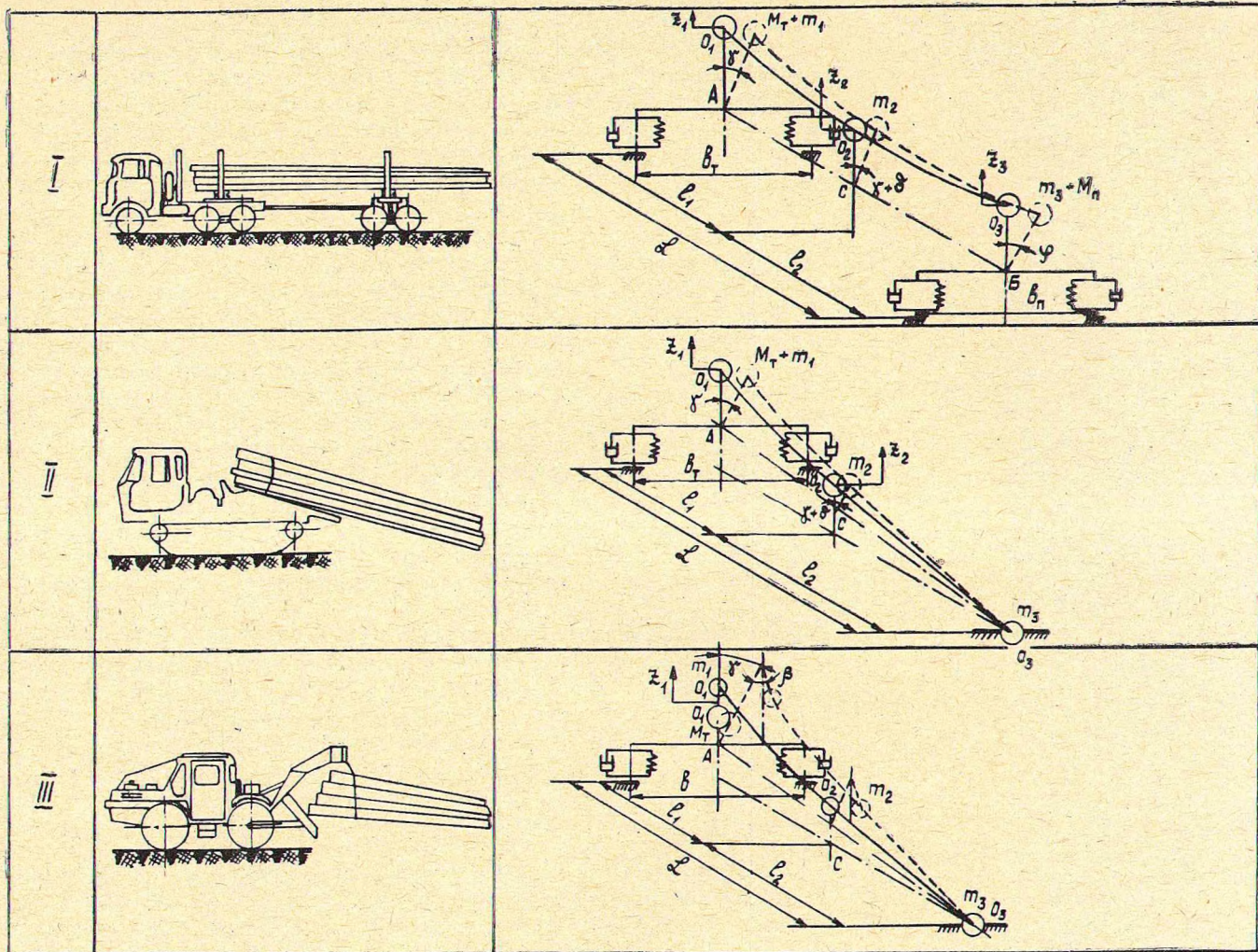
На рис. 1 показаны наиболее часто встречающиеся в практике лесозаготовок схемы перемещения хлыстов при различном размещении на машине или соединении с рабочими органами. Для всех приведенных динамических систем общей является способность совершать колебания в зависимости от способа соединения хлыстов с машиной и их размещения.

При разработке расчетных схем приняты следующие основные допущения [1], [7].

1. Массы системы соединены упругими элементами (рессоры, шины, деревья и др.), имеющими линейные характеристики.

2. Неподдресоренные массы лесотранспортных систем (оси колес) не учтены.







3. Распределенная масса пакета хлыстов заменяется тремя дискретными массами.

К выбору допущений при составлении расчетных схем не следует подходить шаблонно. Необходимо, на основании уже сделанных исследований, выделить основные звенья динамического процесса, излишне не усложняя задачу, однако и не забывая о точности конечных результатов. Перечисленные допущения приемлемы для большинства типов рассматриваемых машин, что подтверждено исследованиями В. И. Мельникова, Б. Г. Гастева, Р. В. Ротенберга, Н. А. Взятышева и др.

К I варианту относятся транспортные системы типа лесовозного автопоезда. Расчетная схема, соответствующая колебаниям лесовозного автопоезда в продольной вертикальной плоскости, разработана Б. Г. Гастевым [1]. К точке  $O_1$  приведены масса автомобиля и дискретная масса пакета деревьев  $m_1$ . В точках  $O_2$  и  $O_3$  сосредоточены две другие дискретные массы: пакета  $m_2$ , прицепа  $m_3$  и прицепа.

Подвеска автомобиля и прицепа-ропуски независимо от числа осей заменена условной подвеской с приведенными характеристиками жесткости  $c_{пр}$  и демпфирования  $k_{пр}$ . Система в продольной плоскости имеет три степени свободы, характеризующиеся обобщенными координатами  $z_1$ ,  $z_2$  и  $z_3$ . Колебания автопоезда в поперечной плоскости, вследствие симметрии системы относительно продольной вертикальной плоскости, проходящей через центр ее тяжести, можем считать не связанными с вертикальными и продольно-угловыми и рассматривать отдельно [1], [7].

В работах Б. Г. Гастева, В. И. Мельникова и др. факторы, влияющие на угол поперечного крена автопоезда, исследованы недостаточно. В частности, не рассматривается вопрос взаимного влияния на угол крена тягача прицепа-ропуски и пакета хлыстов при скручивании.

Наши исследования показали, что учет упругости хлыстов при скручивании и поперечных перемещений прицепа-ропуски значительно повышает точность расчетов. Рассматриваемая система в поперечной вертикальной плоскости имеет две степени свободы: поперечное отклонение тягача — угол  $\gamma$  и прицепа — угол  $\varphi$ .

Расчетная схема, соответствующая I варианту таблицы, может быть использована при исследовании колебаний большинства типов лесовозных автомобильных поездов и других типов транспортных систем.

Частным случаем этой расчетной схемы является II вариант (рис. 1) — трелевочный трактор, перемещающий хлысты в полупогруженном положении. В отличие от варианта I данная система имеет в продольной плоскости две степени свободы, соответствующие перемещениям  $z_1$  и  $z_2$ , а в поперечной — одну (угловое перемещение  $\gamma$ ).

При трелевке полупогруженных хлыстов колебания системы в продольной плоскости описываются двумя дифференциальными уравнениями (вместо трех для варианта I), вследствие равенства нулю перемещения  $z_3$ . При изучении колебаний в поперечной плоскости остается только одно уравнение, содержащее обобщенную координату  $\gamma$ .

В случае трелевки полуподвешенных хлыстов, что соответствует варианту III, колебания в поперечной плоскости носят более сложный характер. Подвешенный за один конец пакет хлыстов имеет дополнительную степень свободы (координата  $\beta$ ), совершает колебания относительно точки подвеса  $O$  и одновременно оси крена  $A$  системы, наподобие двойного маятника.

Исследования [2] поперечной устойчивости в вариантах II и III показывают существенное различие реакции системы на одинаковое воздействие от пути.



В варианте III при поперечных кренах системы, вызванных свободным раскачиванием подвешенного пакета, заметного закручивания не будет. Колебания рассматриваемой системы в продольной плоскости аналогичны варианту II, то есть являются частным случаем варианта I, так как сильного раскачивания пакета в продольной плоскости вокруг точки подвеса  $O_1$  не происходит.

К машинам IV варианта можно отнести системы, транспортирующие хлысты в полностью погруженном состоянии. Пакет расположен вдоль продольной оси машины, и величина свисания переднего и заднего концов пакета достаточно велика по сравнению с расстоянием между опорами. Данные системы следует отличать от систем с размещением деревьев на опорах, значительно отдаленных друг от друга, как, например, на лесовозном автопоезде (вариант I).

Рассмотрим колебания системы в продольной вертикальной плоскости. Без особого ущерба для точности результатов исследований [8] подвеска может быть принята полужесткой. Система имеет три степени свободы: угловое перемещение корпуса машины  $\alpha$  и вертикальные перемещения свисающих концов пакета  $z_1$  и  $z_3$ . В поперечной плоскости данная система имеет также три степени свободы, характеризующиеся обобщенными координатами  $\gamma$ ,  $y_1$  и  $y_3$ .

Кроме указанного случая, к варианту IV колебательной системы легко могут быть приведены расчетные схемы, соответствующие колебаниям машины при повале дерева на себя на две опоры. Сюда же можно отнести машины, рабочие органы которых сопровождают дерево при повале с укладкой на себя («Дятел-2»), случаи погрузки на подвижной состав хлыстов с захватом их близко к середине и др.

Широко используются также машины с поперечным размещением пакета, например, челюстные погрузчики. Данный тип систем относится к V варианту. Расчетная схема, соответствующая поперечно-угловым колебаниям данной системы, аналогична расчетной схеме IV варианта для колебаний в продольной вертикальной плоскости. Колебания в поперечной плоскости имеют свои особенности.

Если при оценке динамики машин с продольным расположением пакета хлыстов (вариант I) принимается во внимание характер его изгиба или кручения, то для варианта V следует учитывать колебания свисающих концов пакета. Их интенсивность зависит от конструктивных параметров машины и других факторов. Проведенные нами с помощью ЭЦВМ исследования подтверждают необходимость учета своеобразности колебания пакета хлыстов при значительном свисании их концов независимо от типа машины и расположения продольной оси стволов относительно оси машины.

В настоящее время имеется множество разнообразных грузоподъемных машин, осуществляющих операции с деревьями или пакетами. Они имеют грузоподъемные устройства (манипуляторы) со значительным вылетом грузоподъемного элемента. Расчетная схема наиболее распространенных таких машин соответствует VI варианту таблицы.

Подвеска машины условно принимается полужесткой. Подвешенный в точке  $O_1$  хлыст опирается вторым концом на землю (точка  $O_2$ ).

Под действием нагрузок рассматриваемая упругая система совершает сложные колебания. Учитывая принятые допущения, а также считая стрелу жесткой, число степеней свободы указанной системы можно значительно ограничить.

При колебаниях в поперечной плоскости система имеет три степени свободы: поперечное угловое перемещение корпуса машины (угол  $\varphi$ ), вертикальное перемещение масс  $m_1$  и  $m_2$  полуподвешенного груза (один или несколько хлыстов).

При колебаниях в продольной вертикальной плоскости также имеются три степени свободы, которые описываются тремя обобщенными координатами  $\alpha$ ,  $x_1$ ,  $x_2$ .

Таким образом, при изучении динамики большинства типов лесозаготовительных и лесотранспортных машин расчетная схема ее колебаний в продольной или поперечной плоскостях может быть приведена к одному из шести вариантов, показанных на рисунке.

Исследования ([1]—[5], [8] и др.) указывают на приемлемость выбранных схем при достаточной точности конечных результатов.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Б. Г. Гастев, В. И. Мельников. Основы динамики лесовозного подвижного состава. Изд-во «Лесная промышленность», М., 1967. [2]. А. В. Жуков. К вопросу о поперечной устойчивости механизмов на трелевке леса. ИВУЗ, «Лесной журнал» № 2, 1969. [3]. А. В. Жуков. Исследование динамики лесотранспортных систем с учетом колебаний свисающих концов пакета хлыстов. ИВУЗ, «Лесной журнал» № 6, 1971. [4]. А. В. Жуков. О динамической устойчивости лесозаготовительных самоходно-погрузочных машин. Журн. «Тракторы и сельхозмашины» № 5, 1972. [5]. А. В. Жуков, О. Ф. Резников. Влияние гибкого скручивания пакета хлыстов на поперечную устойчивость лесовозного автопоезда. ИВУЗ, «Лесной журнал» № 5, 1971. [6]. С. Ф. Орлов. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. Гослесбуиздат, 1963. [7]. Р. В. Ротенберг. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960. [8]. С. П. Тимошенко. Колебания в инженерном деле. Физматгиз, 1959.

Поступила 9 октября 1972 г.

УДК 634.0.378.33

### ОБ ОПТИМАЛЬНОМ РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ ПЛОТОВ ПРИ ОСТАНОВКАХ В ПУНКТАХ ПРИБЫТИЯ

К. А. ЧЕКАЛКИН

Архангельский лесотехнический институт

Предложен метод определения тормозного пути, скорости и ускорения плота при заданной тормозной силе в функции от времени торможения. Излагается также метод расчета сил в системе тормозное устройство — плот при остановке. Режим торможения, при котором тормозная сила равна прочности продольных такелажных связей плота, назван оптимальным. При этом режиме имеют место минимальные значения тормозного пути и обеспечивается безаварийная остановка плота.

В известных исследованиях процессов остановки плотов [1], [3], [8], [9], [11]—[13] рассматриваются преимущественно их инерционные характеристики: длительность торможения и тормозной путь на различных этапах остановки. Оценка и анализ сил, возникающих в системе тормозное устройство — плот в процессе остановки, в известной нам литературе отсутствуют, хотя представляют несомненный теоретический и практический интерес.

Сечения такелажных связей, как известно, назначаются из условий их прочности при равномерном движении плота в процессе буксировки [2]—[4]. Определяющий фактор при этом — сила тяги на гакте теплохода-буксировщика. В. Н. Худоногов [7] пытался анализировать силы, возникающие в такелажных креплениях плота при остановке его прижимом к берегу, а также при стоянке плотов на рейдах, но методика и результаты этих исследований не опубликованы. Между тем в такелажных элементах плота при остановке могут появиться напряжения,