

- 34 Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, А.В. Грехов и др. Под ред. А.С. Ораина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.
- 35 Гусаков С.В., Бисенбаев С.С., Прияндака А. Показатели динамических качеств двигателей внутреннего сгорания // Вестник РУДН. Инженерные исследования. - 2004. - № 2. - С. 20-24.
- 36 Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А., Мартынов К.В. Оптимизация разгона АТС. // Автомобильная промышленность. - 2002. - № 1. - С. 20-22.
- 37 Улучшение экологических показателей транспортных дизелей путем управления процессом топливоподачи / А.Г. Кузнецов, В.А. Марков, В.А. Трифонов и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 2000. - № 2. - С. 62-74.
- 38 Ложкин В.И., Хесина А.Я., Салова Т.Ю. Об оптимизации регулировочных параметров топливной аппаратуры дизеля Д-240 с целью уменьшения выхода бенз(а)пирена с отработавшими газами // Совершенствование конструктивных и эксплуатационных показателей тракторных и комбайновых двигателей, их систем, агрегатов и деталей. Конструирование и производство топливной аппаратуры автотракторных двигателей: Сборник. - А.: Изд-во ЦНИГА, 1989. - С.260-269.

629.011.012

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Асп. Ф.Ф.КУРОЧКИН

Предлагается метод определения закона управления давлением в бустере включаемого фрикционного элемента автоматической планетарной коробки передач транспортной машины с электронно-гидравлической системой управления. Полученный закон позволяет учитывать при переключении передач изменение температуры масла в коробке передач, износ фрикционных накладок в процессе эксплуатации и т.д.

Увеличение производительности современных автотранспортных средств при одновременном улучшении их топливной экономичности и повышении безопасности эксплуатации неразрывно

связано с решением проблем автоматизации управления агрегатами транспортной машины и, в первую очередь, агрегатами трансмиссии.

В настоящее время наиболее широкое распространение получили планетарные гидромеханические передачи (ГМП), позволяющие, во-первых, снизить динамические нагрузки в системе "двигатель-трансмиссия" за счет обеспечения плавности протекания переходных процессов, и, во-вторых, относительно простыми средствами автоматизировать процессы, связанные с управлением передачей мощности от двигателя к ведущим колесам.

Однако у гидромеханических передач присутствуют и существенные недостатки, такие как наличие гидротрансформатора – узла, обладающего низким КПД, большими осевыми и радиальными размерами, требующего использования большого количества рабочей жидкости для эффективной работы (столько же, сколько на систему смазки и управления). В связи с этим ведущие мировые производители автоматических коробок передач (АКП) в последние годы стараются отказаться от использования гидротрансформаторов. Однако отсутствие гидротрансформатора приводит к уменьшению диапазона коробки передач, что приводит к необходимости увеличения числа передач. Наиболее рациональным с точки зрения соотношения размеров коробки передач, числа ступеней и возможности переключения передач без разрыва потока мощности является применения планетарных коробок передач с переключением при помощи индивидуальных фрикционов.

Вопросам, связанным с исследованием процессов переключения, посвящено большое число работ. В качестве критериальных оценок качества этих процессов применяются уровень динамических нагрузок в элементах трансмиссии, плавность переключений и пр.

Плавность переключений передач является важным эксплуатационным фактором автомобиля, оборудованного автоматической коробкой передач. Она непосредственно определяет такие его качества, как комфортабельность и конкурентоспособность.

В работах [3, 4] плавность переключений передач ГМП оценивалась по продольным колебаниям кузова автомобиля. Для автомобилей малого класса отсутствие данных до плавности переключений ГМП привело к необходимости изучения продольных колебаний кузова при переключении передач и установлению предельных значений критерия плавности.

В работе [1, 2] был проведен корреляционный анализ субъективных оценок, полученных при нескольких заездах с различной интенсивностью процесса переключения. Так, на основании сопоставления 528 субъективных оценок плавности переключений АКП легковых автомобилей и объективных данных из трех критериев было показано, что наиболее достоверным критерием является максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля, скорректированный по частоте колебания. Было установлено, что допустимым по плавно-

сти считается такое переключение, если размах колебаний производной по времени продольного ускорения кузова автомобиля $J = da/dt$ (“джерк”) меньше 3,4 g/c.

Одной из основных задач системы правления АКП при переключении является управление выключаемым фрикционным элементом. В коробках передач ранних конструкций система управления переключением была гидравлической, и закон изменения давления в бустере выключаемого фрикциона формировался при помощи устройств плавного включения. Этот закон являлся одинаковым для всех случаев переключения независимо от дорожных условий. Однако в современных автоматических коробках передач, где система управления является электрогидравлической, и где возможен ручной выбор момента переключения передач, от применения такого рода устройств стараются отказаться [5, 6]. Это связано с тем, что применение одинаковых законов изменения давления в исполнительных бустерах для всех случаев переключения может приводить к различным результатам. Так, например, закон переключения, обеспечивающий хорошую плавность протекания процесса при небольших углах открытия дроссельной заслонки, может допускать большой разрыв потока мощности при переключении при большой подаче топлива. Будут появляться выбеги вала двигателя – увеличение угловой скорости вала двигателя без соответствующего увеличений угловой скорости выходного вала АКП, и как следствие увеличение работы буксования и появление ударов при переключении. Это связано с тем, что выключаемый элемент начнет скользить гораздо раньше, чем выключаемый. В свою очередь чрезмерная интенсивность включения фрикционного элемента следующей передачи при малых углах открытия дроссельной заслонки будет приводить к чрезмерному ускорению автомобиля при переключении, а, следовательно, и к чувству удара у водителя при переключении. Также коробки передач с чисто гидравлическим управлением не имеют возможности подстраиваться под изменение своих характеристик в процессе эксплуатации: изменение температуры масла, изменение плотности масла, вызванное перемешиванием масла с воздухом, изменение коэффициента трения фрикционных накладок от их износа и от изменения характеристик масла в процессе эксплуатации.

В связи с этим в современных коробках передач становится необходимым управлять давлением в бустере выключаемого фрикционного элемента в зависимости, как от внешних условий движения, так и от состояния АКП: температуры масла, износа фрикционных накладок и т.д. Таким образом, построение алгоритма управления переключением передач подразумевает наличие параметра обратной связи. Наиболее логичным, на первый взгляд, является установка в линии питания бустеров фрикционных элементов датчиков давления. Однако само по себе знание значения давления в бустере выключаемого фрикционного элемента в процессе переключения не говорит о том, буксует ли фрикционный элемент и с какой интенсивностью это происходит. При этом датчики давления являются дополнительными электрогидравлическими устройствами, введение которых в систему снижает её надежность. Также они обладают достаточно боль-

шими размерами и затраты, направленные на их применение в АКП, оказывают существенное влияние на конечную стоимость агрегата. В связи с этим управление включаемым фрикционным элементом должно осуществляться по параметру обратной связи, называемому «желаемым» угловым ускорением [7] входного звена (вала) коробки передач. Для определения значения данного параметра достаточно иметь датчик частоты вращения входного вала АКП, данные с которого будут обрабатываться контроллером.

Определение закона изменения давления в бустере включаемого фрикционного элемента и «желаемого» углового ускорения входного вала АКП определяется следующим образом. Составляется двухмассовая математическая модель движения автомобиля, как показано на рис. 1, которая описывается системой дифференциальных уравнений (1). Далее, по заданным значениям критерия плавности переключения - «джерк» ($J = da/dt$), определяется закон изменения крутящего момента, передаваемого фрикционным элементом, который обеспечивает это значение «джерк». По этому закону определяется закон изменения давления в бустере фрикционного элемента (рис.3, верхний) и далее – сигнал (ток), который необходимо подать на клапан управления давлением во фрикционном элементе. Также из системы дифференциальных уравнений определяется закон изменения желаемого углового ускорения входного вала АКП, как показано на рис. 3 (нижний)

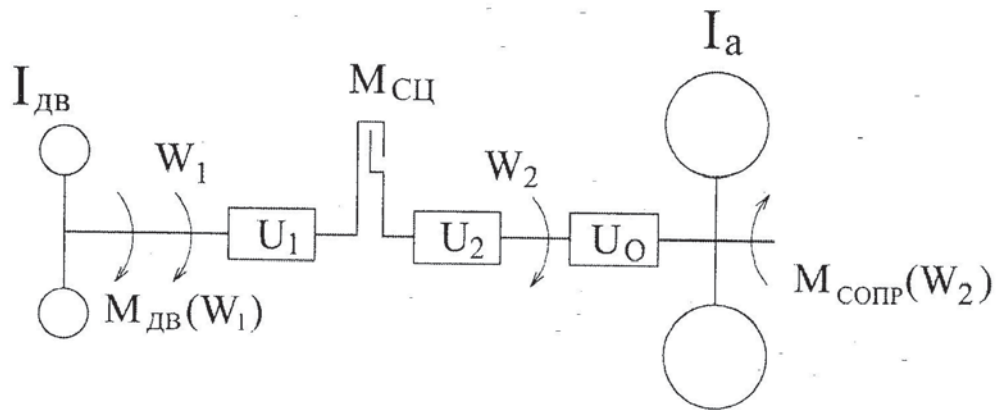


Рис. 1. Двухмассовая динамическая схема автомобиля с АКП

$$I_{дв} \cdot \dot{w}_1 = \dot{M}_{дв} - \dot{M}_{сц} / (U_1 \cdot \eta_1)$$

$$I_a / U_0^2 \cdot \dot{w}_2 = M_{сц} \cdot U_2 \cdot \eta_2 - M_{сопр} / (U_0 \cdot \eta_0)$$
(1)

Здесь: I_a – моменты инерции двигателя и автомобиля; $M_{дв}$, $M_{сц}$, $M_{сопр}$ – моменты, развиваемые двигателем, сцеплением и сопротивлением соответственно; U_1 , U_2 , U_0 – передаточные числа в трансмиссии; w_1 , w_2 – угловые скорости вращения входного (1) и выходного (2) вала коробки передач; η_i – КПД соответствующего участка трансмиссии.

Использование «желаемого» углового ускорения именно входного вала, а не выходного объясняется тем, что при переключении входное звено коробки передач ведет себя гораздо стабильнее, чем выходное звено, что показано на рис. 2.

Следовательно, в контроллере будут точнее обрабатываться полученные данные именно с датчика угловой скорости входного вала. А т.к. момент, развиваемый включаемым фрикционным элементом одинаково однозначно определяет ускорения как входного, так и выходного валов коробки передач, то рациональным является использование именно ускорения входного звена в качестве параметра обратной связи на стадии «буксования».

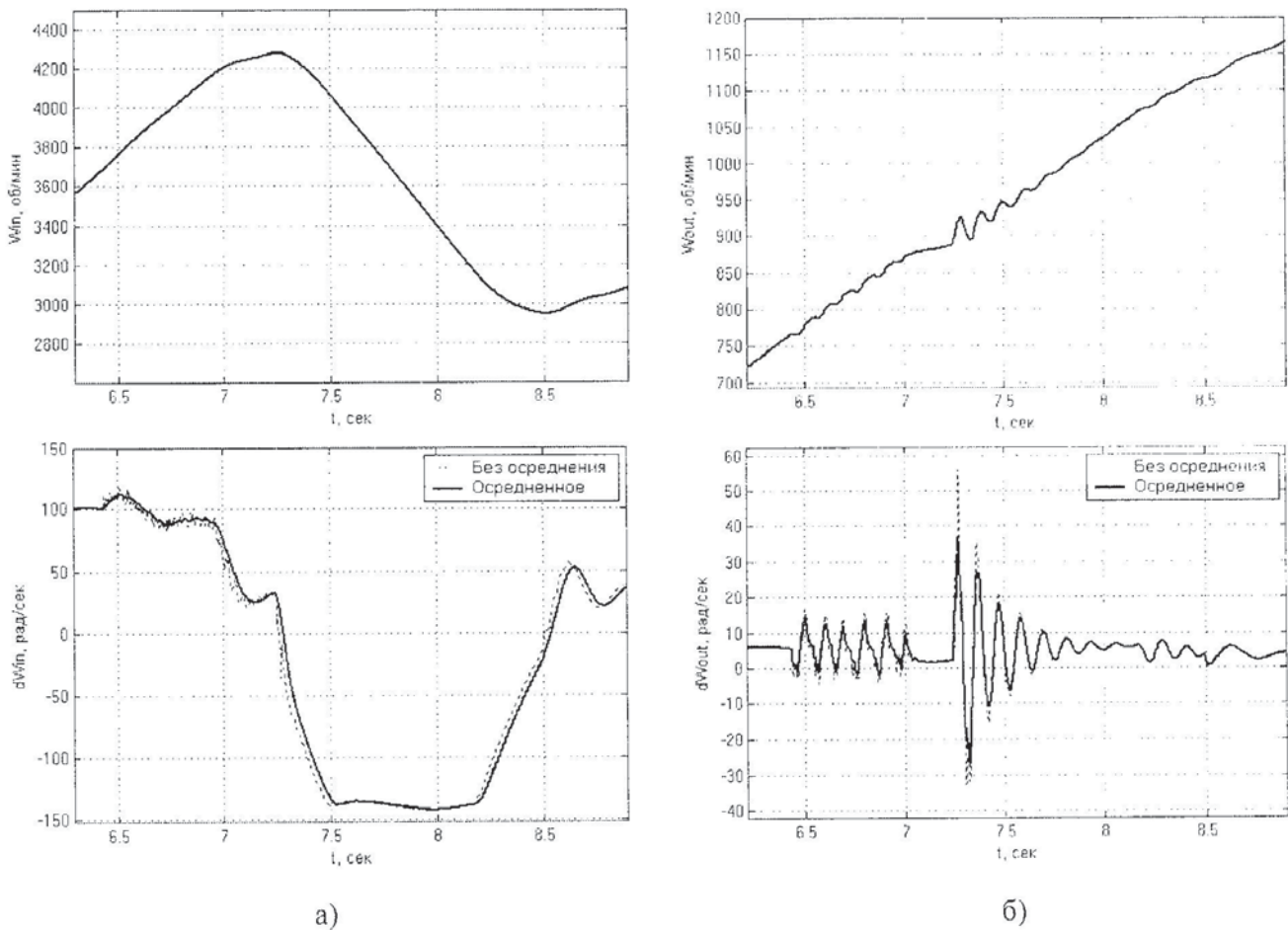


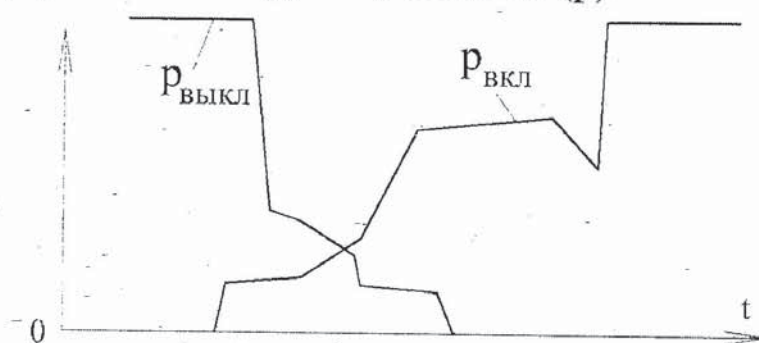
Рис. 2. Угловые ускорения dW_{in} (\dot{W}_1), dW_{out} (\dot{W}_2) и скорости W_{in} , W_{out} входного (а) и выходного (б) валов коробки передач при переключении.

Итак, контроллер АКП управляет давлением в бустере включаемого фрикционного элемента следующим образом. Для данных значений нагрузки на двигатель и скорости автомобиля контроллер выбирает заложенный в него «базовый» закон изменения, показанный как «рвкл» на рис. 3 (верхний). Далее, опираясь на значение «желаемого» ускорения входного вала коробки передач, показанное на рис. 3 (нижний), которое также может быть либо записано в памяти

контроллера, либо вычисляться при каждом переключении непосредственно самим контроллером.

В процессе переключения контроллер сравнивает измеренное угловое ускорение с расчетным «желаемым» угловым ускорением входного вала, как показано на рис. 4, и при возникновении существенной разницы выдает команду на увеличение или уменьшение давления на Δp , как показано на рис. 5

Давление во фрикц. элем-ах (p)



Ускорение входного вала

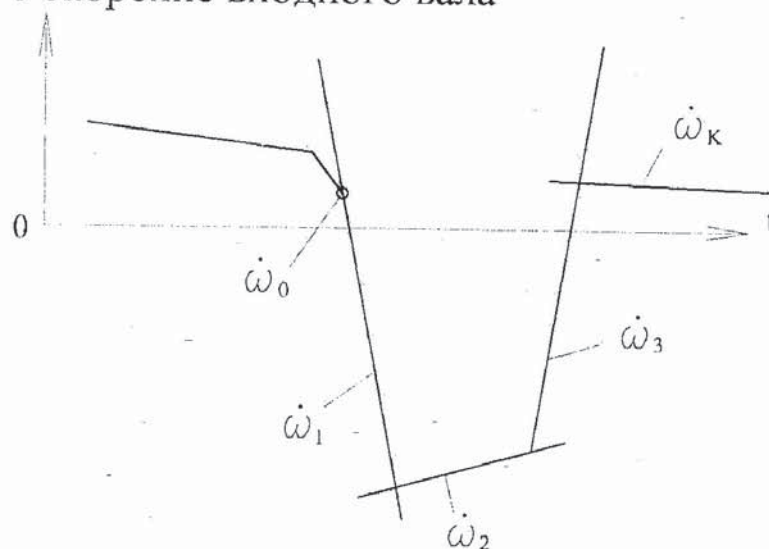


Рис. 3. Вычисления «желаемого» ускорения входного вала

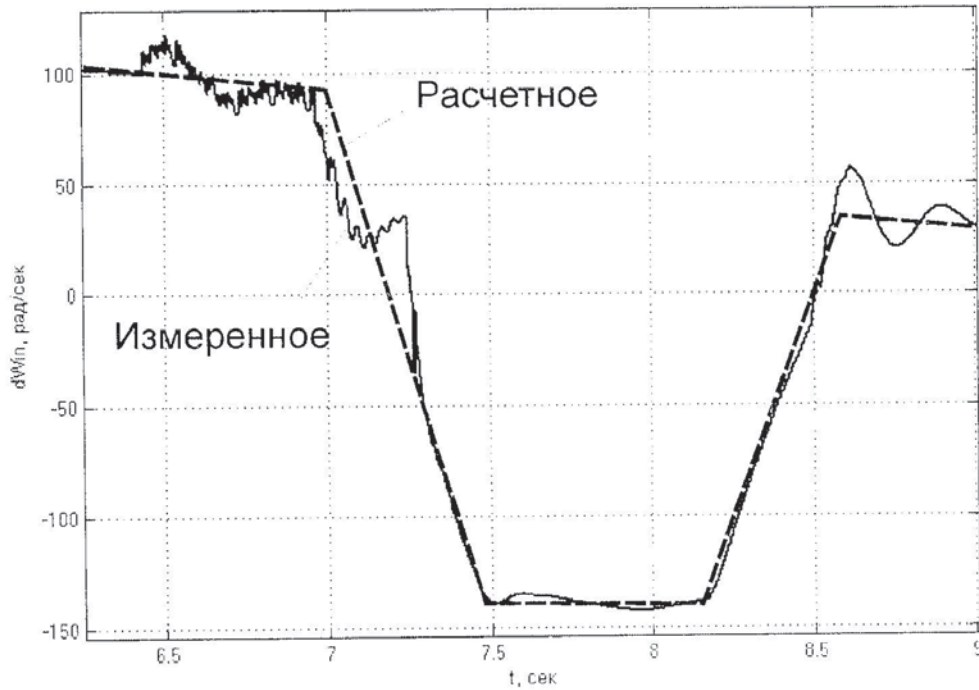


Рис. 4. Изменение углового ускорения входного вала АКП при переключении передач 1-2.

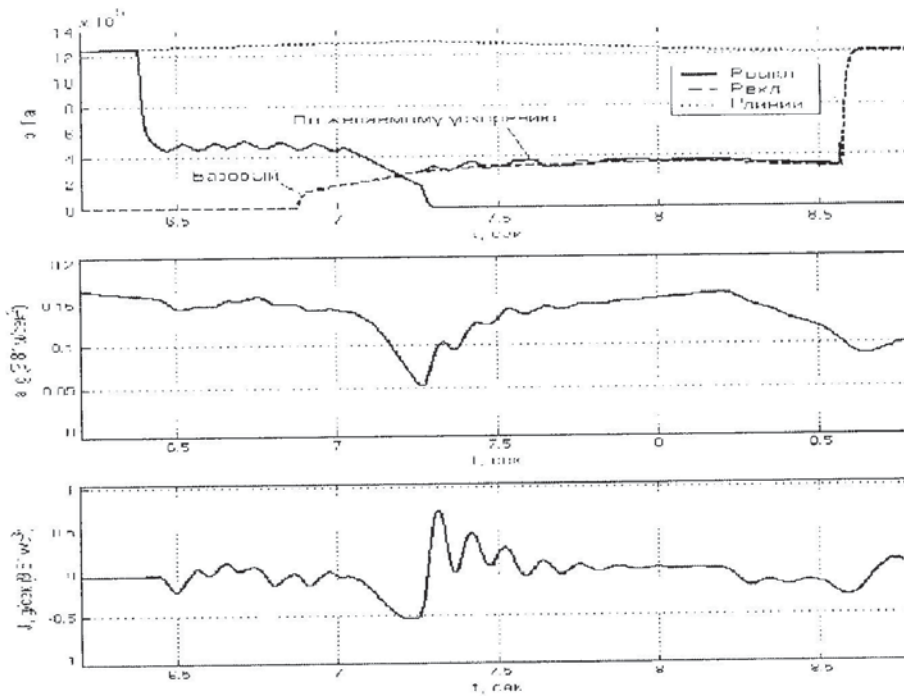


Рис. 5. Зависимость продольного ускорения автомобиля и параметра плавности (производной продольного ускорения) от изменения давления в процессе переключения при переключении передач 1-2

Таким образом, используя данный метод определения параметров процесса переключения, а также описанный выше алгоритм переключения фрикционных элементов легко построить систему с адаптивным алгоритмом переключения передач. Такой алгоритм позволяет исключить необходимость проведения огромного количества расчетов, необходимых для построения таблиц переключения для каждого из возможных режимов движения автомобиля. Это особенно

актуально для современных автоматических коробок передач, у которых есть возможность ручного выбора момента переключения, т.к. количество возможных режимов переключения ограничивается только допустимыми скоростями движения на каждой из передач.

При этом данный метод переключения так же позволяет коробке передач адаптироваться к изменяющимся в процессе переключения внешним условиям движения, а также к изменениям параметров внутреннего состояния АКП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 39 Фисенко И.А. Выбор законов управления гидромеханической передачей легкового автомобиля с целью улучшения плавности переключения передач и снижения потерь мощности. Дис. канд. техн. наук, М., 1984, - 177с.
- 40 Фисенко И.А., Есецовский-Лашков Ю.К., Скоков Е.М. Оценка плавности переключений гидромеханических передач легковых автомобилей. Автомобильная промышленность, 1982, N 5, с. 17-18.
- 41 Чередищенко Ю.И., Надь А.А. Методика объективной оценки плавности переключения передач ГМП. М.; Труды ЗИЛа, 1977, вып.7, с.41-56.
- 42 Чередищенко Ю.И. Испытания автомобильных гидромеханических передач. М.: Машиностроение, 1969, 195с.
- 43 K. Kurata, T. Minowa, M. Ibamoto, A study of smooth gear shift control system with torque feedback. Electronic transmission control edited by Ronald K. Jurgen, SAE, SAE, 2005, s.217-221.
- 44 T. Minowa, T. Ochi et al., Smooth shift control technology for clutch-to-clutch shifting. Electronic transmission control edited by Ronald K. Jurgen, SAE, 2005, s. 253-258.
- 45 US Patent Method of Shift Control during a Coastdown Shift for an Electronic Automatic Transmission System. Number 5211080. Inventors: Maurice B. Leising, Howard L. Benford. May 24, 1990.