Ep. 6.7
508

ISSN 0136-3549
0320-3433

TALLINNA
POLÜTEHNILISE INSTITUUDI
TOIMETISED
508

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО
ИНСТИТУТА

TPI
'81

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ И АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА ЭСТОНСКОЙ ССР В УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИВНОЙ АВТОМОБИЛИЗАЦИИ

Ep.6.7

508

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

ТПИ '81

УДК 621.434, 624.131, 625.7, 631.171, 656

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ И АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА ЭСТОНСКОЙ ССР В УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИВНОЙ АВТОМОБИЛИЗАЦИИ

Автомобильные дороги
Автомобильный транспорт XII

Таллин 1981

Teaduslik Raamatukogu
ENSV TA
TALLINN
АН ЭССР
Научная библиотека

© Таллинский политехнический институт, 1981

№ 508

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 625.7.08

В.М. Сегеркранц

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ СКОРОСТЕЙ НА СУММАРНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ РАСХОДЫ

Для повышения безопасности движения могут применяться режимы скоростей. Установленный скоростной режим должен быть оптимальным. Одним из критериев оптимальности могут быть общие дорожно-транспортные расходы. Это дает возможность учитывать и экономическое влияние дорожно-транспортных происшествий (ДТП). Ниже рассматривается вопрос определения оптимального уровня скоростного режима на дорогах II–III технической категории по следующим компонентам транспортных расходов: 1) затраты из-за ДТП, 2) затраты на горючесмазочные материалы, 3) затраты времени пассажиров, 4) дополнительная потребность в оборотных средствах у грузополучателей, 5) дополнительная потребность в основных фондах.

Многими исследованиями доказано, что существует зависимость между скоростью автомобилей и количеством аварий [1,2,3]. Однако форму этой зависимости определяют местные условия. Для дорог Эстонской ССР такая зависимость получена в исследованиях, проведенных в ТПИ [4]. Названная зависимость позволяет определить уровень аварийности (количество ДТП на 10^6 автомобилекилометров) в зависимости от средней скорости транспортного потока. Разработанная в Московском автомобильно-дорожном институте методика позволяет определить затраты общества из-за ДТП [5]. Однако эта методика, как показывают наши исследования, требует в конкретных условиях (другие союзные республики, кроме РСФСР), ввода некоторых корректив. Наряду с прямыми затратами ДТП вызывают т.н. косвенные потери. Под косвенными потерями по-

нимают народно-хозяйственные затраты от нарушения производственных связей, социально-моральные потери и страдания членов общества. В последнее время важность этого фактора подчеркивается во многих изданиях [6, 7].

Нами введены коррективы в типовую методику определения народно-хозяйственных потерь от ДТП за счет разницы средней зарплаты по союзным республикам. Мы учитывали также случаи назначения инвалидности пострадавшим (в типовой методике этот случай не учитывается) и конкретную структуру ДТП.

В типовой методике коэффициент отдаленности K_t при определении величины расходов из-за ДТП после t лет имеет вид:

$$K_t = \frac{1}{(1+E)^t},$$

где E – коэффициент приведения (по всей территории СССР $E = 0{,}08$).

Из данного выражения коэффициента явствует, что со временем потери от конкретного ДТП будут уменьшаться. Однако возможен и другой подход. Если в первом году после аварии не получено национального дохода K рублей, то во втором году K (I+2) рублей и так далее. Таким образом, значительно увеличиваются суммы потерь вследствие ДТП и внедрение мер по повышению безопасности движения является более рентабельным. В табл. I приведены данные о народно-хозяйственных потерях Эстонской ССР от ДТП. Потери определены по типовой и корригированной методикам, в формулу коэффициента отдаленности введены указанные выше изменения.

Как видим, корригированная методика позволяет в некоторой степени учитывать и дополнительные потери от ДТП. Большая разница в расходах в случае инвалидности или смерти жертвы вызвана тем, что по типовой методике величина неполученного национального дохода, согласно выражению коэффициента отдаленности, уменьшается с I640 рублей в первом году до 238 рублей в 26 году после случившегося происшествия. По корригированной методике соответствующие суммы, однако, I640 и II233 рублей, что и объясняет разницу.

Таблица I

Затраты общества из-за ДТП разных видов в условиях Эстонской ССР (уровень затрат 1978 г.)

Вид ДТП	Затраты общества из-за ДТП на I жертву или случай (руб.)	
	по типовой методике	по корригированной методике
Легкое повреждение	40,8	40,8
Тяжелое повреждение	3853	3853
Инвалидность жертвы	28464	93297
Смертельный исход	25330	136478
Средний ущерб на одно учетное ДТП	12059	40328

Используя разработанную в ТПИ формулу [4] для определения величины коэффициента происшествия K_a при разных скоростях получены данные, приведенные в табл. 2:

$$K_a = 1,2484 + 0,0284\bar{v} + 0,0000004\bar{v}^2,$$

где $\bar{v}$ – средняя скорость потока движения, км/ч,
K_a – количество происшествий на 10^6 км пробега.

Таблица 2

Затраты общества из-за ДТП на 10^6 автомобиле-километров при разных скоростях

Средняя скорость потока движения, км/ч	Кол-во происшествий на 10^6 км	Затраты общества из-за ДТП(руб.)	
		по типовой методике	по корригированной методике
50	0,1726	2081	6960
60	0,4570	5511	18429
70	0,7416	8943	29907
80	1,0262	12375	41385
90	1,3108	15807	52862

В таблице 2 приведены затраты общества из-за ДТП при разных средних скоростях потока движения на 10^6 автомобилекилометров. Затраты общества определены по приведенным в таблице I стоимостям среднего ущерба на одно учетное ДТП.

Вторым важным компонентом при внедрении режимов скоростей является изменение расхода горюче-смазочных материалов. Известно, что с повышением скорости увеличиваются до-

рожные сопротивления движению автомобилей, и в результате этого повышается расход топлива. В настоящее время уменьшение расхода энергии приобретает особое значение. Во многих странах в этих целях введены жесткие ограничения скорости. Значительную экономию топлива дало также ограничение в СССР с 01.01.1976 г. скорости движения. Например, в Эстонской ССР, несмотря на рост количества легковых автомобилей, значительно уменьшился ежегодный прирост потребления бензина АИ-93.

Используя результаты исследования Д.П. Великанова о расходе горючего при разных скоростях [8], определена теоретическая потребность в топливе для режима скоростей от 90 до 70 км/ч. Результаты выражены в денежном виде и приведены в сводной таблице 3. Следует, однако, отметить, что действительный расход зависит и от множества других факторов, хотя одним из определяющих из них является скоростной режим и стиль вождения.

Установление жесткого скоростного режима уменьшает скорость движения, что, однако, вызывает дополнительные затраты времени при перевозке пассажиров и грузов. Это требует от грузополучателей дополнительных оборотных средств. В условиях Эстонской ССР и других республик с небольшой территорией этот убыток, однако, является теоретическим, так как средняя продолжительность нахождения грузов в транспорте не превышает 0,1 рабочего дня. Однако в качестве одного из критериев оптимальности дополнительная потребность в оборотных средствах нами все-таки учтена. В таблице 3 приведены данные об изменении дополнительной потребности в затратах общества (руб.) при разных средних скоростях. Эта потребность определена на основании затрат общества (руб.) на совершение 10^6 автомобилекилометров при разных средних скоростях в отношении затрат по скоростям 90 км/ч.

Убытки общества из-за увеличения затрат времени пассажиров определены исходя из средней заполняемости транспортных средств и стоимости пассажирочаса. Стоимость пассажирочаса принимается 30 % из стоимости национального дохода, вырабатываемого за 1 час. Для придания большего веса затратам времени во втором варианте расчетов стоимость часа времени пассажиров взята 70 % от стоимости

Таблица 3

Изменение затрат общества (руб.) на совершение 10^6 км пробега при разных средних скоростях в отношении затрат при скорости 90 км/ч

Средняя скорость, км/ч	Типовая методика						Корригированная методика					
	Затраты из-за ДТП	Затраты на горючее	Потребность в оборотных средствах	Затраты времени	Затраты на основные фонды	Суммарное изменение	Затраты из-за ДТП	Затраты на горючее	Потребность в оборотных средствах	Затраты времени	Затраты на основные фонды	Суммарное изменение
80	-8159	-6978	+6049	+666	+900	-7522	-11477	-6978	+6049	+1666	+900	-9840
70	-16317	-11583	+13826	+1523	+1800	-10751	-22955	-11583	+13826	+3806	+1800	-19412
60	-24475	-15889	+24196	+2394	+2700	-11074	-34433	-15889	+24196	+6661	+2700	-16765
50	-32628	-19319	+38714	+4263	+3500	-5470	-45902	-19319	+38714	+10659	+3500	-12348

национального дохода, получаемого за час. Такую долю национального дохода рекомендуется принимать за основу в расчетах в ФРГ [3]. Следует, однако, отметить, что затраты времени пассажиров имеют значение только при трудовых поездках.

Уменьшение скорости движения вызывает необходимость в дополнительных транспортных средствах для совершения того же объема перевозок. В союзных республиках с небольшой территорией эта потребность является теоретической. Однако критерием оптимальности и этот фактор нами учтен. Величина этих затрат на один год приведена согласно методике экономических расчетов в автомобильном транспорте [8].

Если не учитывать дополнительной потребности в оборотных средствах и основных фондах скоростной режим получится более жестким из-за увеличения доли других факторов.

Изменения транспортных расходов общества на совершение 10^6 км пробега приведены в таблице 3. Результаты получены путем увеличения отдельных дополнительных затрат пропорционально интенсивности движения данного вида транспорта (грузовые автомобили, легковые автомобили, автобусы).

Для выражения зависимости между средней скоростью потока движения $\bar{V}$ и соответствующим изменением общих транспортных затрат относительно базовой скорости (90 км/ч) $\Delta З$ методом наименьших квадратов определены следующие аппроксимирующие функции, коэффициенты корреляции и стандартные отклонения.

а) типовая методика

$$\Delta З = 21{,}575\,\bar{V}^2 - 2863\,\bar{V} + 83545 \quad (R = 0{,}989;\ \sigma = 2327 \text{ руб.})$$

б) корригированная методика

$$\Delta З = 34{,}95\,\bar{V}^2 - 4494{,}7\,\bar{V} + 125540 \quad (R = 0{,}865,\ \sigma = 1444 \text{ руб.})$$

Как видим, полученные зависмости довольно хорошо аппроксимируют экспериментальные данные и могут применяться при отыскании оптимальных границ скоростных режимов.

Выводы

I. Учет народно-хозяйственных затрат общества из-за ДТП следует уточнить по сравнению с типовой методикой. Это уточнение дает возможность в некоторой степени учитывать и социально-моральные затраты общества и его членов.

2. Установление скоростного режима со средней скоростью транспортного потока в пределах 60...70 км/ч значительно снижает народно-хозяйственные затраты из-за ДТП, а также и расход топлива. При этом имеет место некоторое повышение затрат времени, дополнительная потребность в оборотных средствах и ввод дополнительных основных фондов. В условиях небольших республик эти затраты являются, однако, теоретическими.

3. Скоростной режим и ограничения движения на автомобильных дорогах можно установить на основании технико-экономических расчетов.

Литература

I. Nilsson, G., Roosmark, P.-O. Förslag till malsätting och kriterier för val av hastighetsbegränsningssystem. Statens Väg-och Trafikinstitut. Rapport Nr. 76. Linköping, 1976,

2. Vuosien 1973-76 nopeusrajoitusten tutkimustoimikunnan mietintö. 1978:3, Helsinki, 1978.

3. Costs and benefits of general speed limits (maximum and minimum speeds). European Conference of Ministers of Transport, Paris, 1977.

4. Сегеркранц В.М. Усовершенствование методов проектирования организации движения на автомобильных дорогах. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1980, № 486.

5. ВСН 3-69. Временные указания по определению народнохозяйственных потерь от дорожно-транспортных происшествий при проектировании реконструкции автомобильных дорог. М., Транспорт, 1970.

6. Главные доклады на 2-й научно-технической конференции стран-членов СЭВ по безопасности дорожного движения. Карловы Вары, 1979.

7. Дивочкин О.А. Уточнение расчетных показателей потерь от дорожно-транспортных происшествий. - Сб. Тр. Московского автомобильно-дорожного института. Выпуск I64. М., I979.

8. Великанов Д.П. Эксплуатационные качества автомобилей. М., Автотрансиздат, I962.

9. Valma, A. Kulutuste majandusliku efektiivsuse arvutamine autotranspordis. Tln., TPI, 1971.

V. Segerkrantz

Determination of the level of speed limits by total

Summary

It is important to determine the level of speed limit. This problem can be solved by considering direct and indirect benefits and costs. A method by which it is possible to determine the accident rate, fuel costs, driver's and passenger's time costs and other economical factors has been developed at the Tallinn Polytechnic Institute. A detailed analysis of traffic accident costs is presented in the paper as well. We have come to the conclusion, that the indirect accident costs should also be taken into account. Herewith we present the total costs and benefits of several speed limits on passage 10^6 automobile kilometers. The overall speed on the roads of Estonia will be 60...70 km/h.

№ 508

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 656.056.4

Д.Э. Антов, П.Я. Тикс

ПРОБЛЕМЫ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА СВЕТОФОРОВ ПРИ КООРДИНИРОВАННОМ УПРАВЛЕНИИ ТИПА "ЗЕЛЕНОЙ ВОЛНЫ"

Главной целью метода "зеленой волны" при организации движения является достижение плавности движения автомобилей и минимизации задержек транспортных средств, в результате повышается безопасность движения, уменьшается загрязнение воздуха отходными газами и уровень шума, лучше используется пропускная способность перекрестков и т.д.

Основанием проектирования "зеленой волны" в практике принимается пропускная способность перекрестка с наибольшей интенсивностью движения, по которому рассчитывается продолжительность рабочего цикла светофоров (ПРЦС). Рабочий цикл всех работающих в системе светофоров должен быть одинаковым (в особых случаях можно использовать 2 или 0,5 продолжительности основного цикла) и остается константным для всех светофоров на координированной дороге.

При расчете рабочего цикла светофоров для изолированного перекрестка исходят из принципа минимизации задержек. Среднее остановочное время на одно транспортное средство рассчитывается по формуле Вебстера[I].

$$d = 0{,}9\,\frac{c(1-\lambda)^2}{2(1-\lambda x)} + \frac{x^2}{2q(1-x)}, \qquad (I)$$

где d – среднее остановочное время на одно транспортное средство,

q – интенсивность входящего в перекресток движения,

λ – доля зеленой фазы светофоров в рабочем цикле в целом,

$x = \frac{q}{\lambda \cdot S}$ (2) – коэффициент использования пропускной способности,

c – продолжительность рабочего цикла светофоров,

S – поток насыщенности, входящий в перекресток.

Дифференцированием формулы (I) можно найти оптимальную продолжительность цикла C_{opt}, при котором задержка на одно транспортное средство является минимальным[I].

$$C_{opt} = \frac{1{,}5 \cdot L + 5}{1 - \sum_{i=1}^{n} Y_i}, \qquad (3)$$

где C_{opt} – оптимальный ПРЦС на изолированном перекрестке;

$Y_i = \frac{q}{S}$ – отношение интенсивности движения данного направления и потока насыщенности в данном направлении.

Если в одном такте движется несколько направлений, выбирается из них максимальное;

L – неиспользованное время

$$L = \Sigma(t_1 + t_2 + t_3) - \Sigma\, 0{,}5 t_к, \qquad (4)$$

где t_1 – продолжительность красно-желтой фазы;

t_2 – продолжительность красной фазы для всех направлений;

t_3 – время для начала движения транспортных средств;

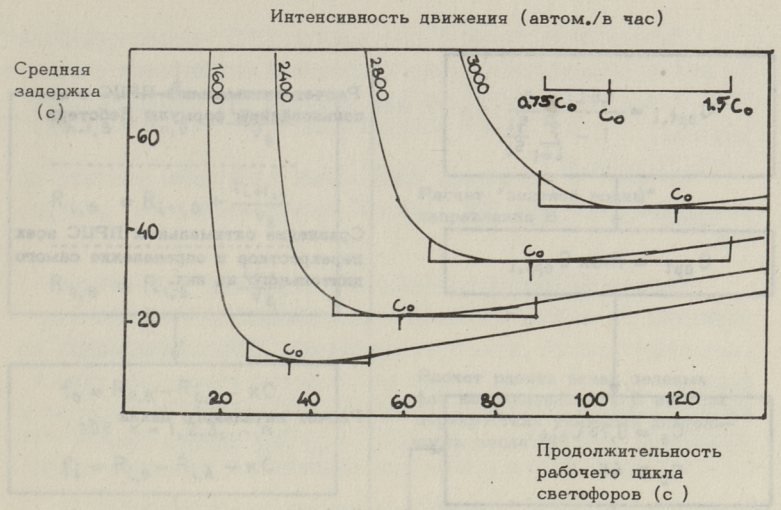
$t_к$ – продолжительность желтой фазы.

Аналогичная формула предлагается для расчета ПРЦС на изолированном перекрестке и в отечественных пособиях [2].

По такому примеру рассчитывается ПРЦС на всех перекрестках и выбирается из них максимальный, который остается основным по всей трассе "зеленой волны".

ПРЦС "зеленой волны" зависит от коэффициента использования пропускной способности y, от неиспользованного времени L и от геометрии дороги. Описанный метод геометрию трассы не учитывает. Значит, при трассе с нерегулярной дорожной сетью такой метод не позволяет проектировать удачных решений "зеленой волны".

Разрешенные ПРЦС входят в пределы от 45 до 90 с (I20 с) [I,2], исходя из такой ПРЦС остается в силе требование минимизации задержек.



Фиг. 1. Средняя задержка в зависимости от продолжительности рабочего цикла светофоров на разных интенсивностях движения.

Из фиг. I выясняется, что при изменении ПРЦС в пределах от 0,75 до I,5 C_{opt} задержки возрастают не больше, чем на 20 %. Значит ПРЦС "зеленой волны" надо искать в следующих пределах

$$45 \text{ с} \leqslant C \leqslant 90 \text{ с}$$

и

$$0{,}75\, C_{opt} \leqslant C \leqslant 1{,}5\, C_{opt}.$$

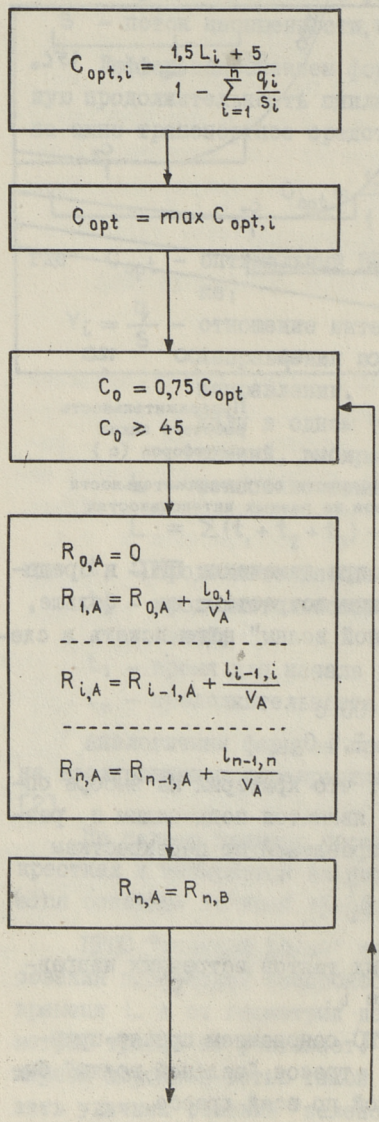
Отсюда, очевидно, следует, что критерий на выборе оптимальной ПРЦС "зеленой волны" является подходящим и разница начал тактов встречных направлений по перекресткам

$$T = \sum_{i=1}^{n} f_i^2, \qquad (5)$$

где f_i – разница начал зеленых тактов встречных направлений на перекрестке i.

При выборе оптимальной ПРЦС основанием принят принцип, что скорость движения на трассе "зеленой волны" была бы в одном направлении равной по всей трассе.

Исходя из такого принципа рассчитываются начала зеленых тактов для обеих направлений, учитывая и геометрию дорожной сети.



Расчет оптимальной ПРЦС с использованием формулы Вебстера

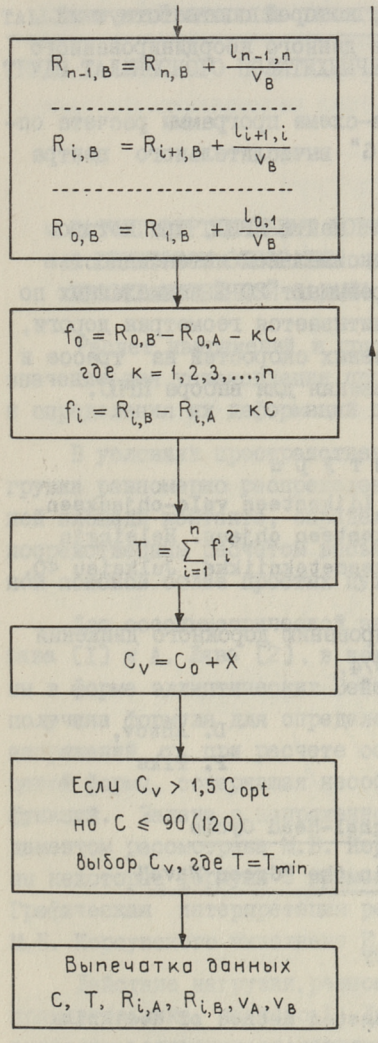
Сравнение оптимальных ПРЦС всех перекрестков и определение самого длительного из них.

Расчет начального цикла

Расчет "зеленой волны" направления А
(l - расстояние между перекрестками)

Прием равным начал зеленых фаз направлений А и В на перекрестке

Фиг. 2. Блок-схема программы расчета оптимальной ПРЦС для трассы "зеленой волны"



Расчет "зеленой волны" направления B

Расчет разниц начал зеленых фаз направлений A и B на всех перекрестках, учитывая длительность цикла

Расчет суммы T

Расчет новой длительности цикла.
X = выбираемый шаг расчетных циклов

Выбор наименьшей суммы T

C = получаемый ПРЦС для данной трассы
T = наименьшая сумма
R = начало зеленой фазы
A и B = направления трассы
V = скорость "зеленой волны" на трассе

Рассчитывая суммы Т при разных ПРЦС, можно сравнением найти минимальную сумму Т, которой соответствующий ПРЦС является оптимальным для данного координированного участка.

На фиг. 2 приведена блок-схема программы расчета оптимальной ПРЦС для ЭВМ "WANG" вычислительного центра ТПИ.

Описанный метод позволяет найти ПРЦС, при котором задержки на перекрестках с максимальной интенсивностью координированной дороги не превышают 20 % вычисленных по формуле (I). В то же время учитывается геометрия дороги, необходимость обеспечения плавных скоростей на трассе и остальные вышеназванные требования для выбора ПРЦС.

Литература

I. Hyppänen, R. Liikenteen valo-ohjauksen ajoituksien suunnittelu. Liikenteen ohjaus. Helsingin teknillinen korkeakoulu, Liikennetekniikka. Julkaisu 40. Otaniemi, 1977.

2. Руководство по регулированию дорожного движения в городах. Стройиздат. М., 1974.

D. Antov,
P. Tiks

The Coordinated Signal-Head Cycle Optimization Problems in the "Green Wave"

Summary

In the article the propagated method of designing "green wave" is described. A critical analysis of the method is executed. The authors find that the geometry of the trace is not taken into consideration. The results of the investigation and recommendations for a more supple method of coordination are presented.

In the article a block diagram for solving the problem by computer is also shown.

№ 508

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 624.131.379

А.И. Путк, П.Л. Скрье

РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНЫХ НОРМАЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ГРУНТОВОМ ОСНОВАНИИ В УСЛОВИЯХ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ЗАДАЧИ

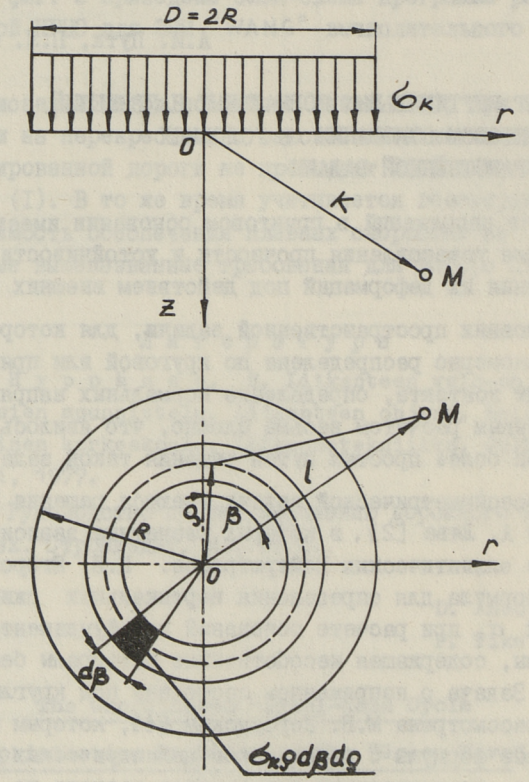
Расчет напряжений в грунтовом основании имеет важное значение для установления прочности и устойчивости грунтов и определения их деформаций под действием внешних нагрузок.

В условиях пространственной задачи, для которой нагрузка равномерно распределена по круговой или прямоугольной площади контакта, определение нормальных напряжений непосредственным расчетом весьма сложно, что явилось причиной поисков более простых путей решения такой задачи.

Для осесимметрической задачи имеются решения К. Терезава [1] и А. Лява [2], в которых расчетные зависимости даны в форме эллиптических Вейерштрасса. К.Е. Егоровым [3] получена формула для определения вертикальных сжимающих напряжений σ_z при расчете оснований под фундаментами кольцевой формы, содержащая несобственные интегралы бесселевых функций. Задача о напряженном состоянии под круглым фундаментом рассмотрена М.Б. Корсунским [4], которым предложены некоторые формулы с применением цилиндрических координат. Графическая интерпретация результатов расчета по формулам М.Б. Корсунского выполнена Б.Л. Фаянсом [5].

Действие нагрузки, равномерно распределенной по площади прямоугольника, изучено А. Лявом [6]. Его решение позволяет вычислить сжимающиеся напряжения σ_z в любой точке, лежащей на вертикали под углом и центром нагруженного прямоугольника. В проектной практике в этом случае используются расчетные графики, приведенные Н.Н. Масловым [7]. Причем решение Лява является основой метода "угловых точек", позволяющее вычислить сжимающие напряжения в любой точке полупространства.

Трудоемкость и ограниченность известных методов, не обеспечивающих строгого решения пространственной задачи, связанной с вычислением сжимающих напряжений σ_z в грунтовом основании, требует их определенного усовершенствования, особенно в условиях развития вычислительной техники.



Фиг. 1. Расчетная схема для определения напряжений под круговой площадкой нагружения.

Ниже приводится, отличающийся от существующих, подход к определению напряжений σ_z в грунтовом основании в условиях пространственной задачи при воздействии на грунт нагрузок, распределенных по круговой, прямоугольной и квадратной площадкам нагружения.

На основе известной формулы Ж. Буссинеска для случая сосредоточенной внешней силы

$$\sigma_z = \frac{3}{2}\,\frac{P z^3}{\pi K^5}, \qquad (I)$$

где

$$K = (x^2 + y^2 + z^2)^{1/2}$$

получена зависимость для круговой площадки нагружения [8]

$$\sigma_z = \frac{3 z^3 \sigma_K}{2\pi} \int_0^R \int_0^{2\pi} \frac{\rho\, d\rho\, d\beta}{K^5}, \qquad (2)$$

где

$$K = (l^2 + \rho^2 + z^2 - 2l\rho\cos\beta)^{1/2}.$$

Обозначения принятых в выражении (2), а также в формуле для определения K, показаны на расчетной схеме (фиг.I).

Используя табличные интегралы (380.019 и 390.005) [9], можно проинтегрировать функцию (2) по $d\rho$

$$\sigma_z = \frac{z^3 \sigma_K}{\pi} \int_0^{\pi} \Bigg[-\frac{1}{(l^2 + z^2 + R^2 - 2lR\cos\beta)^{3/2}} +$$

$$+ \frac{l\cos\beta(R - l\cos\beta)}{(l^2 + z^2 - l^2\cos^2\beta)(l^2 + z^2 + R^2 - 2l\cos\beta)^{1/2}} \left(\frac{1}{l^2 + z^2 + R^2 - 2lR\cos\beta} + \right.$$

$$\left. + \frac{2}{l^2 + z^2 - l^2\cos^2\beta} \right) + \frac{1}{(l^2 + z^2)^{3/2}} +$$

$$+ \frac{l^2\cos^2\beta}{(l^2 + z^2 - l^2\cos^2\beta)(l^2 + z^2)^{1/2}} \left(\frac{1}{l^2 + z^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{2}{l^2 + z^2 - l^2\cos^2\beta} \right) \Bigg] d\beta. \qquad (3)$$

После выполнения ряда математических преобразований из выражения (3) получена следующая формула для определения напряжений σ_z в упругом полупространстве под круговой площадкой нагружения

$$\sigma_z = \sigma_к \left\{ 1 + \frac{z}{\pi(l^2+z^2+R^2+2Rl)^{1/2}} \left[F(B) + \right.\right.$$

$$+ \frac{R^2-l^2-z^2}{l^2+z^2+R^2-2Rl} E(B) +$$

$$\left.\left. + \frac{R-\sqrt{l^2+z^2}}{\sqrt{l^2+z^2}+l} \Pi(c_1; B) - \frac{R+\sqrt{l^2+z^2}}{\sqrt{l^2+z^2}-l} \Pi(c_2; B) \right] \right\}, \qquad (4)$$

где

$$B = \sqrt{\frac{4Rl}{l^2+z^2+R^2+2Rl}}\ ; \quad c_1 = \frac{-2l}{\sqrt{l^2+z^2}+l}\ ;$$

$$c_2 = \frac{2l}{\sqrt{l^2+z^2}-l}\ ; \quad E(B) = \int_0^{\pi/2} (1 - B^2\sin^2\beta)^{1/2} d\beta;$$

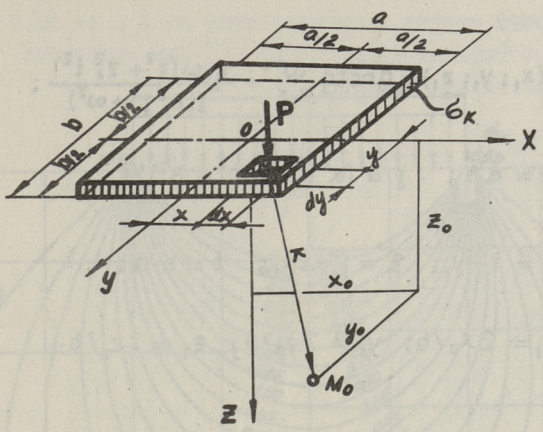
$$F(B) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\beta}{(1 - B^2\sin^2\beta)^{1/2}}\ ;$$

$$\Pi(c,B) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\beta}{(1+c\sin^2\beta)\sqrt{1 - B^2\sin^2\beta}}\ .$$

Интегралы E, F и П определяются по таблицам [IO,II].

При прямоугольной площадке нагружения с учетом формулы (I), получаем, что нагрузка $\sigma_к$, равномерно распределенная по площадке $(x, y, x+dx, y+dy)$ (фиг. 2), вызывает в точке $M_0(x_0, y_0, z_0)$ вертикальное сжимающее напряжение, определяемое по следующей формуле

$$\sigma_z = \frac{3}{2} \frac{\sigma_к}{\pi} \frac{z_0^3\, dx\, dy}{[(x-x_0)^2+(y-y_0)^2+z_0^2]^{5/2}}\ . \qquad (5)$$



Фиг. 2. Расчетная схема для определения напряжений под прямоугольной площадкой нагружения.

Суммируя внешние силы по элементарным площадям прямоугольника, уравнения сторон которого выражаются зависимостями $x = \pm a/2$ и $y = \pm b/2$, получим выражение для определения напряжений σ_z в любой точке M_0 от всей нагрузки в следующем виде

$$\sigma_z = \frac{3}{2}\,\frac{\sigma_к z_0^3}{\pi}\int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}}\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}}\frac{dx\,dy}{[(x-x_0)^2+(y-y_0)^2+z_0^2]^{5/2}}. \qquad (6)$$

После интегрирования и выполнения необходимых преобразований из выражения (6) получена формула для расчета напряжений под квадратными и прямоугольными площадками нагружения в упругом полупространстве.

$$\sigma_z = \frac{1}{2}\,\frac{\sigma_к}{\pi}\left[P(x_1; y_1; z_1) + P(x_1; -y_1; z_1) + \right.$$
$$\left. + P(-x_1; y_1; z_1) + P(-x_1; -y_1; z_1)\right], \qquad (7)$$

где

$$P(x_1; y_1; z_1) = \operatorname{arctg}\frac{\omega}{z_1\gamma} + \frac{z_1\omega(\gamma^2 + z_1^2 t^2)}{\gamma(z_1^2\gamma^2 + \omega^2)};$$

$$\omega = \alpha\beta; \quad \gamma = (\alpha^2 t^2 + z_1^2 t^2 + \beta^2)^{1/2};$$

$$\alpha = 1 - y_1; \quad \beta = 1 - tx_1; \quad t = b/a;$$

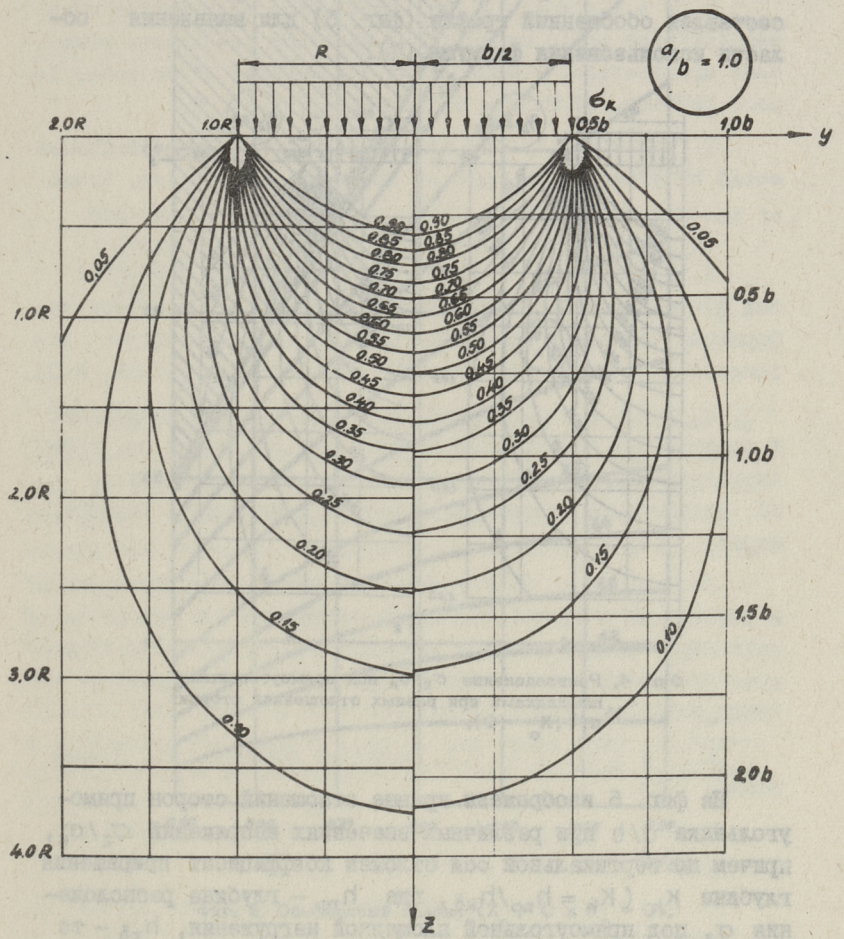
$$x_1 = 2x_0/b; \quad y_1 = 2y_0/b; \quad z_1 = 2z_0/b.$$

Для выполнения расчетов с помощью ЭВМ по формулам (4) и (7) составлены программы для Минск-32. При этом для прямоугольника расчеты проводились в диапазоне отношений сторон a/b от I,0 до I0,0. В результате вычисления были получены величины вертикальных напряжений $\sigma_z/\sigma_к$ в табличном виде.

Однако форма таблиц не позволяет судить о характере распределения напряжений, поэтому дополнительно была выполнена графическая интерпретация расчетных данных в виде диаграмм равных напряжений $\sigma_z/\sigma_к$. Кроме того, поскольку интерес представляет также сравнение напряжений под прямоугольной и круговой площадками нагружения, то на некоторых диаграммах (фиг. 3) одновременно приведены линии напряжений $\sigma_z/\sigma_к$ для обоих случаев.

Сравнение графика, построенного для определения напряжений под круговой площадкой с данными, приведенными в работах [4,5 и 8], показало полное совпадение величин вертикальных напряжений, что подтверждает правильность вывода формулы (4).

Как видно из диаграмм (фиг. 3), линии напряжений $\sigma_z/\sigma_к$ по конфигурации почти не отличаются друг от друга. Причем, полное совпадение напряжений наблюдается

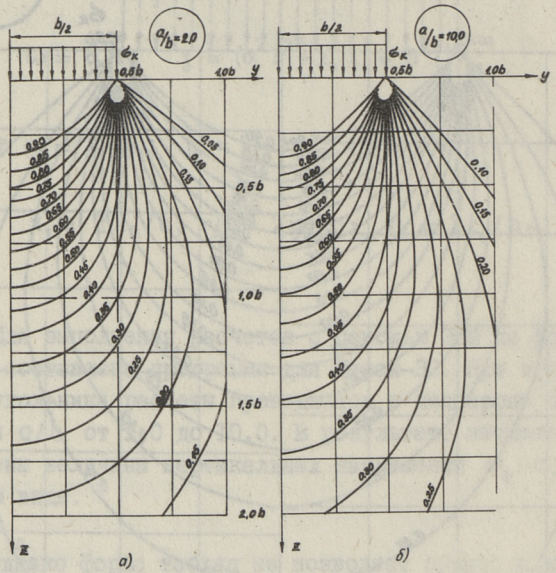


Фиг. 3. Сопоставление $\sigma_z/\sigma_к$ под равновеликими круглыми и квадратными площадками ($X_o = 0$).

только при равенстве площадей круга и квадрата, что и следовало ожидать.

На фиг. 3 и 4 также видно, что с увеличением отношения сторон прямоугольника a/b расхождения по сравнению с квадратом также увеличивается. Это обстоятельство с практической точки зрения представляет определенный инте-

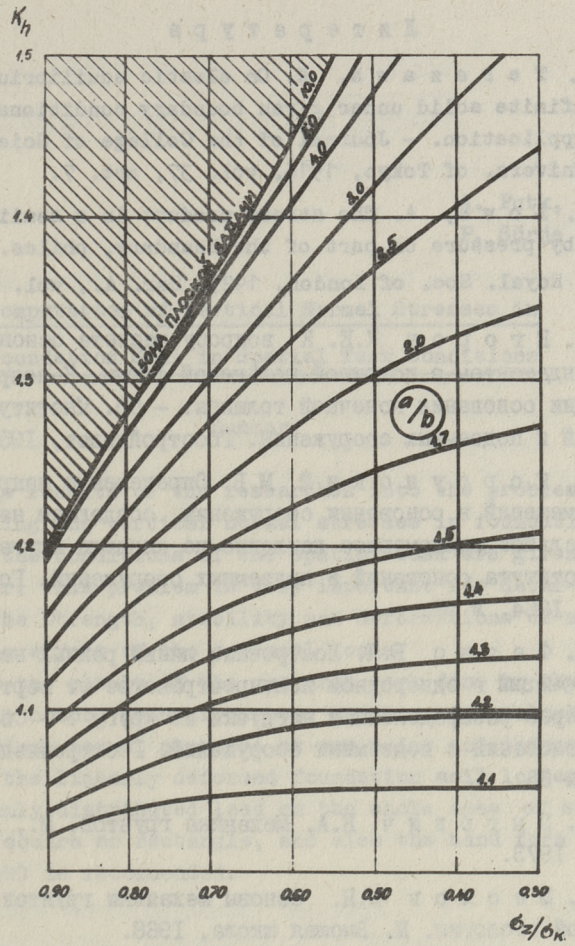
рес. Поэтому на основании составленных диаграмм в диапазоне отношений сторон прямоугольника от I,0 до I0,0 был составлен обобщенный график (фиг. 5) для выявления области использования формулы (7).



Фиг. 4. Распределение $\sigma_z/\sigma_к$ под прямоугольными площадками при разных отношениях сторон a/b ($X_o = 0$).

На фиг. 5 изображены кривые отношений сторон прямоугольника a/b при различных значениях напряжений $\sigma_z/\sigma_к$, причем по вертикальной оси отложен коэффициент приращения глубины K_h ($K_h = h_{пр}/h_{кв}$, где $h_{пр}$ - глубина расположения σ_z под прямоугольной площадкой нагружения, $h_{кв}$ - то же, при квадратной площадке нагружения для того же значения σ_z).

Из приведенных кривых на обобщенном графике видно, что с увеличением отношения сторон прямоугольника a/b до I0,0 и более, приращение напряжений прекращается, т.е. пространственная задача переходит в плоскую. К аналогичному выводу ранее пришли и другие исследователи [6 и 7]. Следовательно, правдивость вывода формулы (7) не должна вызывать каких-либо сомнений.



Фиг. 5. Обобщенный график (X_o = O и $У_o$ = O).

Исходя из вышесказанного, формула (7) может быть предложена для практических расчетов в качестве универсальной, т.е. для определения σ_z под квадратными, прямоугольными, и с некоторым приближением под круговыми площадками нагружения, а также при решении плоской задачи.

Литература

I. Terazawa, K. On elastic equilibrium of a semiinfinite solid under given boundary conditions with some application. - Journal of the College of Science, Imper. Univers. of Tokyo, 1916, vol. 37, art. 7.

2. Love, A. The stress product in a semiinfinite solid by pressure on part of the boundary, philos. Fraus. of the Royal. Soc. of London, 1929. Ser. A., vol. 228.

3. Егоров К.Е. К вопросу расчета основания под фундаментом с подошвой кольцевой формы. К вопросу деформации основания конечной толщины. - Сб. Института оснований и подземных сооружений. Госстройиздат, 1958, № 34.

4. Корсунский М.Б. Определение напряжений и перемещений в основании сооружения, создающем на грунт вертикальное равномерное давление по площади круга. - Сб. Института оснований и подземных сооружений. Госстройиздат, 1964, № 55.

5. Фаянс Б.Л. Построение линий равных напряжений и деформаций в однородном полупространстве от вертикальной равномерно распределенной нагрузки по кругу . - Сб. Института оснований и подземных сооружений. Госстройиздат, 1964, № 55.

6. Цытович Н.А. Механика грунтов. М., Высшая школа. 1973.

7. Маслов Н.Н. Основы механики грунтов и инженерной геологии. М. Высшая школа, 1968.

8. Соонурм Э. Диаграммы по механике грунтов Ш, распределение напряжений в грунте. Таллин, ТПИ, 1974.

9. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. М., Наука, 1966.

10. Беляков В.Л., Кравцова Р.И., Раппопорт М.Г. Таблицы эллиптических интегралов. Том I, изд-во АН СССР, 1962.

11. Беляков В.Л., Кравцова Р.И., Раппопорт М.Г. Таблицы эллиптических интегралов. Том 2, изд-во АН СССР, 1963.

A. Putk,
P. Sürje

Computation of Vertical Normal Stresses in Foundation Soil in Spatial Task Conditions

Summary

The results of the researches into the problem of calculating the vertical normal stresses in foundation soil in the conditions of the spatial task are given in the paper. This problem is very important for determining the strength, stability and deformations of soils under the effect of the external loads.

As the result of the research work done by the authors the common general-purpose equation for calculating the vertical normal stresses at any point and intersection in the linearly deformed foundation soil loaded with a uniformly distributed load on the whole area of either circle, square or rectangle, and also the band form (the flat task) is recommended.

№ 508

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 631.171.004.5:658.5

М.Э. Лепик

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПТО АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ ПРИ ПОМОЩИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

При исследовании работы ПТО часто используются различные математические модели, так как проведение натурных испытаний требует больших затрат времени и средств, а в некоторых случаях, например, при исследовании перспективных вариантов ТО, вообще невозможно.

Обычно проведение ТО рассматривается как система массового обслуживания (СМО). Аналитическое решение показателей эффективности СМО ограничено некоторыми частными случаями. Прежде всего предполагается, что входной поток требований на ТО автомобилей и тракторов подчиняется пуассоновскому закону распределения, а интервалы между требованиями и время обслуживания – показательному распределению. При данных допущениях существенно упрощается и полностью разработан математический аппарат ТМО [1]. При статистическом решении задач ТМО могут быть применены любые законы распределения.

Многими исследованиями, например [2,3,4,5], доказано, что входящий поток требований на ТО автомобилей и тракторов действительно описывается достаточно точно законом распределения Пуассона, а промежутки между моментами поступления требований на ТО и временем обслуживания описываются в зависимости от многочисленных факторов различными законами распределения – нормальным, показательным, Эрланга, Вейбулла. Для больших предприятий ТО и при высоком организационном уровне работы эти случайные величины приближаются к желательному, т.е. более эффективному закону распределения – равномерному распределению.

Количество различных работ, посвященных исследованию эффективности работы службы ТО машин и решаемых аналитическими методами ТМО, довольно большое, метод статистических испытаний (метод Монте-Карло) используется уже реже, а параллельное использование этих двух методов пока известно только по работе Н.Ф. Терещука [4].

На кафедре автомобильного транспорта ТПИ составлены две модели пункта (станции) техобслуживания автомобилей и тракторов. Первая модель состоит из аналитических зависимостей и замкнутой СМО с ожиданием и функционала, которым выбраны денежные затраты на проведение ТО.

Основные зависимости следующие [I,6,8]:

I) вероятность того, что все обслуживающие каналы свободны:

$$P_0 = \left[\sum_{k=0}^{n-1} \frac{\alpha^k}{k!} + \frac{\alpha^n}{(n-1)!(n-\alpha)} \right]^{-1},$$

где n – число обслуживающих каналов,

k – текущее число требований на обслуживание,

α – приведенная плотность потока заявок

$$\alpha = \frac{\lambda}{\mu},$$

где λ – параметр потока требований на обслуживание,

μ – параметр функции времени обслуживания;

2) вероятность того, что ровно k обслуживающих каналов заняты:

$$P_k = \frac{\alpha^k}{k!} P_0;$$

3) вероятность того, что все каналы заняты

$$P_n = \frac{\alpha^n}{n!} P_0;$$

4) средняя длина очереди

$$M_1 = \frac{n\alpha}{(n-\alpha)^2} P_n;$$

5) среднее количество свободных каналов:

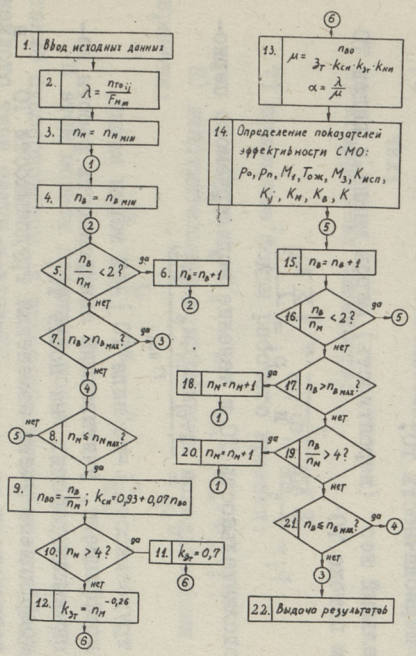
$$M_3 = n - \alpha;$$

6) коэффициент занятости каналов

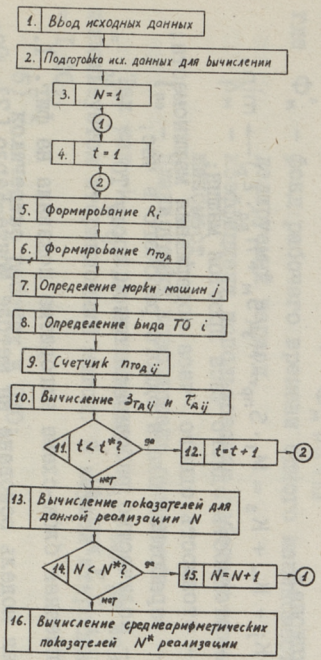
$$\beta = 1 - \frac{M_3}{n};$$

7) среднее время простоя машин в ожидании обслуживания

$$T_{ож} = \frac{M_1}{\lambda}.$$



Фиг. 1. Укрупненная блок-схема алгоритма программы "TEEN".



Фиг. 2. Укрупненная блок-схема алгоритма программы "PEA".

При постоянной времени обслуживания, например, на поточных линиях, средняя длина очереди и среднее время ожидания вдвое меньше, чем в случае показательного закона распределения [6].

Функционал

$$K = K_j + K_м + K_в = M_1 \cdot S_{пр} + M_3 (S_м + n_{во} \cdot z_р) \rightarrow \min,$$

где $S_{пр}$ – стоимость одного часа простоя машин;

$S_м$ – стоимость одного часа содержания машиноместа;

$z_р$ – заработная плата одного рабочего в час;

$n_{во}$ – количество рабочих на одном посту ТО ($n_{во}$ = = 2,3 или 4).

Укрупненная блок-схема алгоритма показана на фиг. I.

Вторая модель основана на методе Монте-Карло [7]. Основные зависимости модели следующие:

I) параметр суммарного потока на ТО в день:

$$\lambda_{ij} = \frac{T_j \cdot z_j}{P_{ij}}; \qquad \lambda = \sum_i \sum_j \lambda_{ij};$$

где T_{ij} – нагрузка машин j-ой марки в рассматриваемый период;

z_j – количество машин j-ой марки,

P_{ij} – периодичность ТО;

2) удельный вес (вероятность) марок машин и видов ТО в суммарном потоке ТО·

$$p_j = \frac{\sum_i \lambda_{ij}}{\lambda} \quad \text{и} \quad p_i = \frac{\sum_j \lambda_{ij}}{\lambda};$$

3) продолжительность ТО в течение моделируемого периода:

$$\tau_{ij} = \frac{з_{\tau ij} \cdot k_{си} \cdot k_р \cdot k_{з\tau ij}}{n_{во ij}},$$

где $з_{\tau ij}$ – трудоемкость i-го вида ТО j-ой марки машин,

$k_{си}$ – коэффициент, учитывающий синхронность работы нескольких рабочих на посту ТО,

$k_{з\tau ij}$ – коэффициент учета изменения трудоемкости ТО в зависимости от мощности ПТО (СТО).

Установлено, что

$$k_{з\tau ij} = n_{м ij}^{-0,26},$$

где $n_{м ij}$ – требуемое количество машиномест в ПТО для j-ой марки машин i-го вида ТО,

$k_р$ – коэффициент, учитывающий сопутствующие с ТО ремонтные работы. $k_р = 1{,}15$;

4) среднее требуемое количество машиномест в ПТО:

$$n_{мij} = \frac{\tau_{ij}}{\Phi'_м \beta_м \gamma_{пл}},$$

где $\Phi'_м$ – фонд рабочего времени одного машиноместа в моделируемый период,

$\beta_м$ – коэффициент использования рабочего времени машиномест,

$\gamma_{пл}$ – планируемый коэффициент сменности.

Так как $k_{зтij}$ при вычислении τ_{ij} еще не известен, то используется итерационный метод. В первой итерации $k_{зтij} = 1{,}00$;

5) количество рабочих в ПТО:

$$n_в = \frac{з_т \cdot \alpha}{\Phi'_в \cdot \beta_в},$$

где α – коэффициент, учитывающий участие рабочих ПТО (кроме водителей машин) при проведении ТО. В ПТО хозяйства при выполнении ТО водителем машин и одним рабочим АТО $\alpha = 0{,}5$,

$\Phi'_в$ – фонд рабочего времени одного рабочего в моделируемый период,

$\beta_в$ – коэффициент использования рабочего времени рабочих;

6) коэффициент сменности:

$$\gamma = \frac{\tau}{n_м \cdot \Phi'_м \cdot \beta_м};$$

7) суммарные фонды рабочего времени:

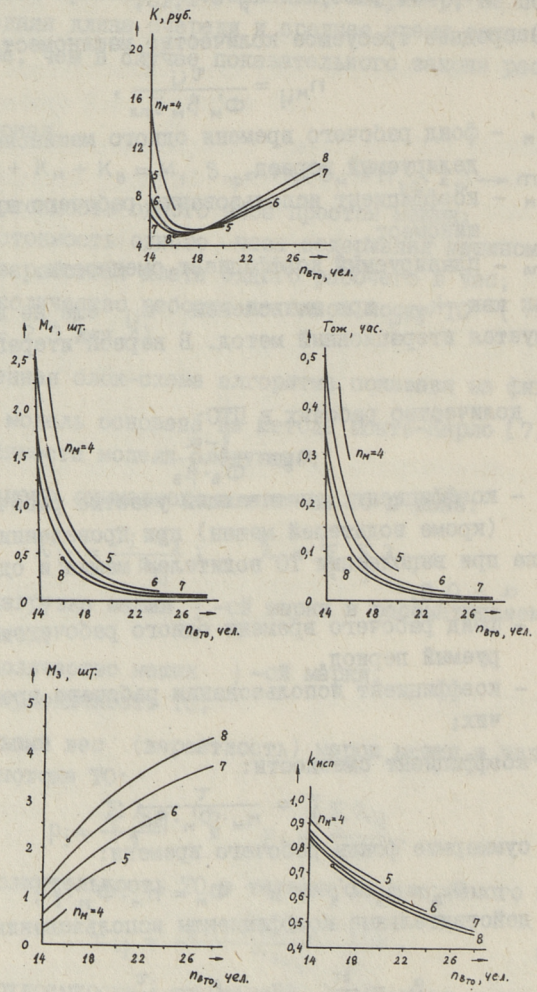
$$\Phi_в = n_в \cdot \Phi'_в \quad \text{и} \quad \Phi_м = n_м \cdot \Phi'_м \cdot \gamma;$$

8) действительные коэффициенты использования рабочего времени:

$$\beta_в = \frac{з_т}{\Phi_в} \quad \text{и} \quad \beta_м = \frac{\tau}{\Phi_м}.$$

В этой модели входящий поток требований на ТО является также пуассоновским, а время обслуживания – постоянным для каждого типа машин и вида ТО.

Применение аналитического и статистического методов объясняется необходимостью:



Фиг. 3. Показатели эффективности работы зоны ТО-1 грузовых автомобилей в районном СТОА.

- выявления их применяемости при исследовании различных аспектов работы ПТО (СТО),
- использования их возможностей,
- сравнения результатов, полученных при реализации этих моделей.

Для реализации этих моделей на ЭВМ типа ЕС составлены программы "TEEN" и "PEA" на языке программирования ПЛ/I.

Реализованы эти модели для исследования показателей эффективности работы ПТО и СТО автомобильно-тракторного парка среднего перспективного (1990 г.) хозяйства (колхоза или совхоза), региона (объединяет 4 хозяйства) и района (16 хозяйств) ЭССР. В таком среднем хозяйстве имеется 75 тракторов и 80 автомобилей четырех основных типов.

В качестве примера полученных результатов при реализации первой модели в табл. 1 приведены показатели эффективности ПТО хозяйства для двух вариантов - единый ПТО и отдельные ПТО для автомобилей и тракторов и на фиг. 3 показатели эффективности работы зоны ТО-1 грузовых автомобилей районного СТОА.

В ПТО хозяйства продолжительность ТО описывается показательным законом распределения, причем среднее нормативное время одного обслуживания (до корригирования с коэффициентом $k_{3т}$) составляет для тракторов и автомобилей $\bar{\tau}$ = 3,16 часов, для тракторов $\bar{\tau}$ = 2,50 и для автомобилей 3,76 часов. В районном СТОА, где ТО-1 грузовых автомобилей целесообразно выполнять на поточных линиях, продолжительность обслуживания постоянная ($\bar{\tau}$ = 2,64).

Из табл. 1 видим, что в ПТО хозяйства по критерию K целесообразный коэффициент занятости каналов β низкий, при уменьшении $S_{пр}$ в два раза (вариант II) β несколько увеличивается. Для зоны ТО-1 грузовых автомобилей в районном СТОА при минимальном значении функционала K β = 0,731. Таким образом для ТО-1 грузовых автомобилей в районе (фиг. 3) целесообразно оборудовать две четырехпостовых поточных линий, хотя можно обойтись и одной такой линией.

Таблица I

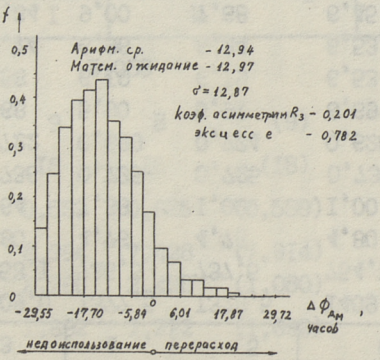
Показатели эффективности ПТО среднего перспективного хозяйства Эстонской ССР при минимальном значении функционала

Показатель	ПТО для автомобилей и тракторов			ПТО для автомобилей			ПТО для тракторов		
	I	II		I	II		I	II	
λ, $\frac{\text{заявок}}{\text{ч}}$	I,038			0,550			0,288		
$n_м$	9	8	(9)	5	4	(5)	5	4	(5)
$n_в$, чел.	I8	I6	(I8)	I0	9	(I0)	I0	8	(I0)
β	0,539	0,625	(0,539)	0,560	0,670	(0,560)	0,367	0,486	(0,367)
K, $\frac{\text{руб.}}{\text{ч}}$	8,994	7,428	(7,9I4)	4,4I6	3,655	(4,02I)	5,927	4,958	(5,57I)
в т.ч. K_j	2,I60	2,490	(I,080)	0,790	I,276	(0,395)	0,7I2	I,573	(0,356)
$K_м$	I,692	I,222	(I,692)	0,898	0,538	(0,898)	I,29I	0,838	(I,29I)
$K_в$	5,I42	3,7I5	(5,I42)	2,728	I,84I	(2,728)	3,923	2,547	(3,923)

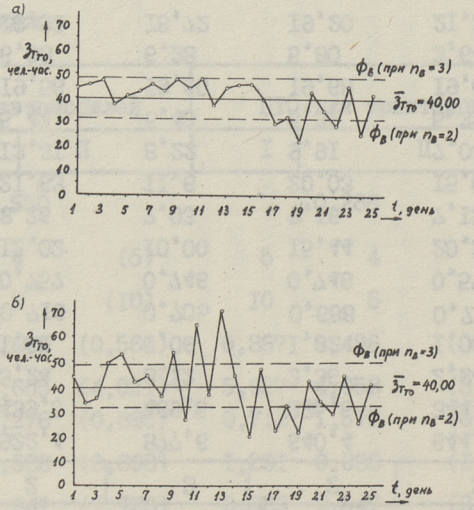
Таблица 2

Результаты статистического моделирования работы ПТО среднего перспективного хозяйства ЭССР

Показатели работы ПТО	ПТО для автомобилей и тракторов				ПТО для автомобилей		ПТО для тракторов	
$n_м$	3	4	5	6	2	3	2	3
$З_т$, чел.-ч	I409,0	I377,5	I378,5	I409,5	922,4	877,6	640,4	644,2
τ, ч	753,I	736,5	737,5	754,I	439,5	469,5	324,6	344,6
$n_в$, чел	4,80	4,76	4,76	4,80	3,24	3,I2	2,36	2,24
γ	I,64	I,36	I,02	I,00	I,64	I,06	I,22	I,00
$\beta_в$	0,736	0,725	0,725	0,736	0,7I6	0,705	0,688	0,730
$\beta_м$	0,722	0,689	0,724	0,628	0,757	0,746	0,746	0,574
$+\Delta\Phi_{Дв}$, ч	8,68	5,90	5,9I	8,69	I2,02	I0,00	I5,44	20,33
$-\Delta\Phi_{Дв}$, ч	6,58	6,I9	6,I9	6,53	8,26	7,03	8,I6	7,I3
$+\Delta\Phi_{Дм}$, ч	I5,74	6,96	6,34	6,53	2I,63	II,6	20,03	I5,00
$-\Delta\Phi_{Дм}$, ч	II,34	9,00	7,68	6,45	I3,3I	8,22	9,9I	7,04
$+n_{Дв}$, дней	5,48	5,32	5,36	5,48	5,44	5,40	5,32	5,32
$-n_{Дв}$, дней	I9,52	I9,68	I9,64	I9,52	I9,56	I9,60	I9,68	I9,68
$+n_{Дм}$, дней	6,36	4,32	5,20	3,I6	6,08	6,28	5,80	3,64
$-n_{Дм}$, дней	I8,64	20,68	I9,80	2I,84	I8,92	I8,72	I9,20	2I,36



Фиг. 4. Гистограмма распределения недоиспользования (перерасхода) дневного фонда рабочего времени.



Фиг. 5. Неравномерность дневной трудоемкости ТО тракторов и автомобилей в ПТО хозяйства после (а) и до (б) выравнивания (реализация).

Математическая модель ПТО, основанная по методу Монте-Карло, реализована для ПТО хозяйства при тех же исходных данных, что и аналитическая модель СМО. Продолжительностью моделируемого периода выбран месяц с количеством рабочих дней $t^* = 25$. При количестве реализации $N^* = 25$ при достоверности $\alpha = 0,95$ ошибка вычисляемых характеристик работы ПТО не превышает 5 %. Результаты сосредоточены в таблице 2. После выравнивания потока требований на ТО (т.е. перераспределения ТО на последующие и предыдущие дни в пределах допуска периодичности ТО) практически всегда количество дней с перерасходом фонда рабочего времени $+ n_д = 0$ (фиг. 4 и 5). Такое выравнивание потока требований и при этом неучет времени ожидания в очереди возможен только при использовании оперативного планирования ТО, т.е. при направлении машин на очередной ТО строго в заданное время по графику ТО, в который оперативно вводятся коррективы.

Основные выводы:

I. В хозяйствах эффективнее выполнение ТО автомобилей и тракторов в едином ПТО.

2. Для ПТО хозяйства обоснованный коэффициент использования рабочего времени $\beta \approx 0,72...0,73$.

3. Предпочтительным методом при моделировании работы ПТО (СТО) является метод Монте-Карло, как более гибкий и имеющий возможность при любых исходных данных получать любую информацию о работе ПТО. Недостатком метода является большая трудоемкость составления модели и большой расход машинного времени.

Литература

I. Салуев В.К. Математические модели теории массового обслуживания. М., Статистика, I979, 96 с.

2. Кузнецов Е.С. Техническое обслуживание и надежность автомобилей. М., Транспорт, I972, 224 с.

3. Седюкевич В.Н. Теоретические предпосылки вероятностно-статистического метода проектирования гаражных процессов автотранспортных предприятий. – Труды КазНИПИАТ, вып. 5. Алма-Ата, I974, с. 57...62.

4. Терещук Н.Ф. Исследование по выбору средств планового технического обслуживания машино-тракторного парка механизированных отрядов "Сельхозтехника" Украинской ССР. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1976. 33 с.

5. Еремеев Ш.А. Исследование потребности МТП в ТО в хозяйствах различных зон. - Труды ГОСНИТИ, том 41, М., 1973, с. 216...228.

6. Раскин Л.Г. Анализ сложных систем и элементы теории оптимального управления. М., Сов. радио, 1976, 344 с.

7. Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем. М., Наука, 1978. 400 с.

8. Kaasik, Ü. Matemaatiline planeerimine. Tallinn, Valgus, 1967. 320 lk.

M. Lepik

Untersuchung der Tätigkeit der Pflegewerkstätten von Kraftfahrzeugen und Traktoren mit Hilfe mathematischen Modellierens

Zusammenfassung

In diesem Artikel wird durch mathematische Modelle - analytische und statische Effektivität der Tätigkeit der Pflegewerkstätten von Kraftfahrzeugen und Traktoren untersucht.

№ 508
TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 62I.434.I3:5I8.5

Р.Р. Силлат

МОДЕЛЬ ТРУБЫ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ГАЗООБМЕНА В ДВУХТАКТНОМ КАРБЮРАТОРНОМ ДВИГАТЕЛЕ

Система уравнений (СУ) одномерного нестационарного течения в трубе, используемая при математическом моделировании газообмена в ДВС, приведена в трудах многих авторов [I - 6]. Анализ рабочего процесса двухтактного карбюраторного двигателя внутреннего сгорания (ДКДВС) [7, I0] показал, что при моделировании ее процессов эта система уравнений должна быть несколько изменена. Для правильного моделирования характерных для ДКДВС обратных течений через окна СУ должна учитывать изменяемость состава газа и энтропии при течении газа в трубах и через местные сопротивления. Как показывает опыт математического моделирования [9, I0] при моделировании ДКДВС процессы, от которых зависят главным образом только амплитудные характеристики процессов в трубах, могут быть описаны с меньшей подробностью. Можно пренебрегать изменяемостью постоянных газа, зависимостью коэффициента трения в трубе от режима течения и т.д. С другой стороны, процессы, от которых зависят временные соотношения между процессами в разных отсеках ДКДВС, должны быть моделированы с наибольшей подробностью. С применением безразмерных переменных СУ математической модели трубы в случае моделирования ДКДВС имеют следующий вид:

$$
\begin{cases}
dX_\alpha = (U+A)\frac{Sh}{L}dZ, \\
d\alpha = dRi_S + dRi_\xi + dRi_Q - dRi_d, \\
dX_\beta = (U-A)\frac{Sh}{L}dZ, \\
d\beta = dRi_S + dRi_\xi + dRi_Q - dRi_d, \\
dX_\lambda = U\frac{Sh}{L}dZ, \\
dW = \frac{W}{A(k-1)}dRi_Q, \\
d\lambda = 0,
\end{cases}
$$

где α и β – квазиинварианты (Ri):

$$\begin{cases} \alpha = \frac{k-1}{2} U + A, \\ \beta = -\frac{k-1}{2} U + A; \end{cases}$$

$$dRi_s = \frac{A}{W} dW,$$

$$dRi_d = (k-1) \frac{UA}{\bar{d}} \frac{d\bar{d}}{\bar{d}} \frac{Sh}{L} dZ,$$

$$dRi_\zeta = \frac{k-1}{4} \xi \zeta \frac{|U|U}{\bar{d}} Sh\, dZ,$$

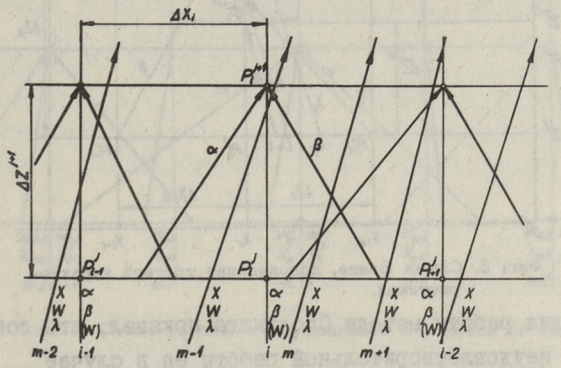
$$dRi_Q = \frac{(k-1)^2}{4A\bar{d}} \xi Sh \left[\zeta |U^3| + \frac{8St}{k-1} \frac{\bar{\alpha}}{(A/W^k)^{2(k-1)}} (\bar{T}_w - A^2) \right] dZ;$$

$A = a/a_0$ – акустическая скорость,
$U = u/a_0$ – массовая скорость,
$Z = t/t_{per}$ – время,
t_{per} – период работы двигателя,
$Sh = \frac{a_0 t_{per}}{H}$,
H – ход поршня,
$\xi = H/D$,
D – диаметр цилиндра,
$L = l/H$ – длина трубы,
$X = x/l$ – пространственная координата в трубе,
$W = \exp\left(\frac{s - s_0}{2c_p}\right)$,
s – энтропия,
c_p – удельная изобарная теплоемкость,
k – показатель адиабаты,
$\bar{d} = d/D$ – диаметр трубы,
ζ – коэффициент трения в трубе,
$\bar{\alpha} = \alpha/\alpha_0$ – коэффициент теплоотдачи в трубе,
$St = \frac{\alpha_0}{c_{p0} a_0 \rho_0}$,
$\bar{T}_w = T_w/T_0$ – температура стенок трубы,
$\lambda = m_1/m$ – чистота смеси,
m_1 – масса свежей смеси.

С индексом "0" обозначены параметры приведения.

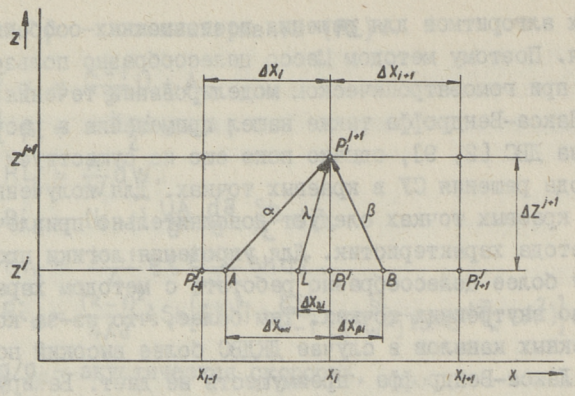
Приведенная СУ является квазилинейной системой уравнений гиперболического типа, решение которой связано с известными трудностями. Метод Массо, принятый некоторыми исследователями при исследовании газообмена ДВС [I], не имеет сглаживающего действия и требует поэтому дополни-

тельных алгоритмов для решения всевозможных особенностей течения. Поэтому методом Массо целесообразно пользоваться только при гомоэнтропическом моделировании течения газа. Метод Лакса-Вендроффа также нашел применение в расчетах газообмена ДВС [2, 9], однако пока еще не существует разумного метода решения СУ в краевых точках. Для получения решения в краевых точках следует дополнительно привлечь средства метода характеристик. Для упрощения логики программ поэтому более целесообразно работать с методом характеристик и во внутренних точках. Тем более, что из-за коротких перепускных каналов в случае ДКДВС более высокий порядок метода Лакса-Вендроффа преимуществ не дает. Базируясь на методе Хартре, Р. Бенсон [3] разработал несложную и стабильную методику для решения СУ гомоэнтропической модели трубы в прямоугольной сетке Эйлера. Р. Бенсоном предложен также и метод для решения СУ негомоэнтропической модели трубы, который, однако, из-за применения комбинированной Лагранжево-Эйлеровой сетки (фиг. I) слишком сложный.

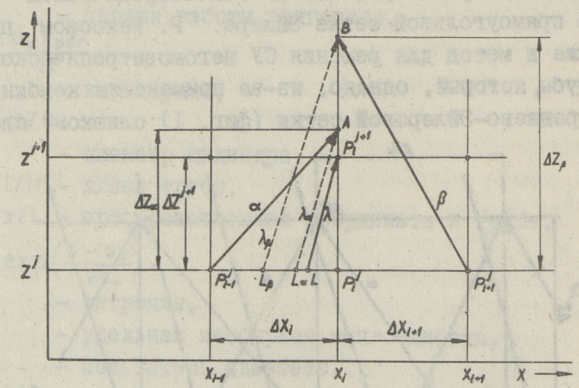


Фиг. 1. Схема расчета в Лагранжево-Эйлеровой сетке.

Сполдинг [4] предлагал модифицировать гомоэнтропическую схему Бенсона-Хартре для случая негомоэнтропического течения добавлением третьей характеристики (фиг. 2). Опыт моделирования газообмена ДКДВС [IO], однако, показал, что при характерных для ДКДВС резких изменениях плотности и состава смеси метод Сполдинга работает с большими погрешностями (в балансах до 30...50 %). В случае ДКДВС оказалось нестабильной и схема Бенце [5], дополненная для расчета негомоэнтропического течения третьей характеристикой (фиг. 3).



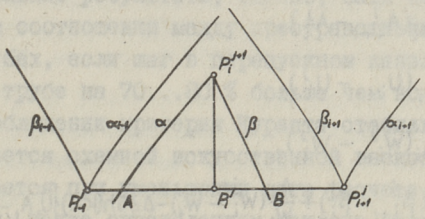
Фиг. 2. Схема Сполдинга.



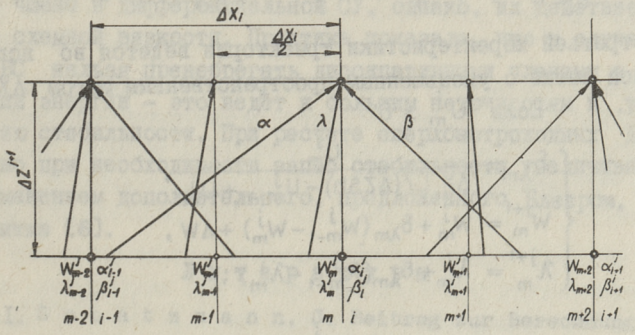
Фиг. 3. Схема Бенце, дополненная третьей характеристикой.

Анализ работы метода Сполдинга показал, что основной причиной неудовлетворительной работы ее в случае ДКДВС является несоответствие между областями влияния дифференциальной СУ и ее разностной аппроксимации. В процессе интерполяции (для определения значений квазиинвариантов в точках A, B и L на фиг.2) на рассчитываемую точку начинают влиять и те области пространства, которые находятся вне области ее зависимости (фиг. 4). Это является источником сглаживающей искусственной вязкости разностной аппроксимации, а также и источником вышеизложенных погрешностей. Обе они тем сильнее, чем меньше временной шаг расчета по сравнению с допустимым для данной точки. На λ-характеристи-

ках число Куранта особенно маленькое, что естественным образом причиняет наибольшие погрешности при расчете λ-характеристик (траектории). Для уменьшения аппроксимационных погрешностей на траекториях в [10] был разработан и практическими расчетами проверен метод решения дифференциальной СУ неизоэнтропического течения в двухшаговой сетке Эйлера (фиг. 5).



Фиг. 4. Области влияния и зависимости.



Фиг. 5. Схема расчета в двухшаговой Эйлеровой сетке.

Расчет характеристик двух первых семейств α и β ведется в основной сетке с шагом ΔX_i:

α – характеристика:

$$\begin{cases} \delta_{\alpha_i} = \dfrac{A_i^j + U_i^j}{\Delta X_i L/(\Delta Z^{j+1} Sh) - A_{i-1}^j - U_{i-1}^j + A_i^j + U_i^j}, \\ A_1 = A_i^j + \delta_{\alpha_i}(A_{i-1}^j - A_i^j), \\ U_1 = U_i^j + \delta_{\alpha_i}(U_{i-1}^j - U_i^j), \\ W_1 = W_i^j + \delta_{\alpha_i}(W_{i-1}^j - W_i^j), \end{cases}$$

$$\left\{\begin{array}{l}\alpha_i^{j+1}=\alpha_i^j+\delta_{\alpha_i}(\alpha_{i-1}^j-\alpha_i^j)+\dfrac{A_1}{W_1}(W_i^{j+1}-W_1)-\Delta Z Sh(k-1)\left\{U_1A_1\dfrac{2(\bar d_i-\bar d_{i-1})}{(\bar d_i+\bar d_{i-1})\Delta X_i L}-\right.\\ \left.-\dfrac{\xi}{\bar d}\left[\dfrac{\zeta}{4}|U_1|U_1\left(\dfrac{k-1}{A_1}U_1-1\right)+2St\bar\alpha\left(\dfrac{W_1^k}{A_1}\right)^{2/(k-1)}(\bar T_w-A_1^2)\right]\right\};\end{array}\right.$$

β – характеристика

$$\left\{\begin{array}{l}\delta_{\beta_i}=\dfrac{A_i^j-U_i^j}{\Delta X_i L/(\Delta Z Sh)+A_i^j-U_i^j+A_{i+1}^j+U_{i+1}^j};\\ A_1=A_i^j+\delta_{\beta_i}(A_{i+1}^j-A_i^j),\\ U_1=U_i^j+\delta_{\beta_i}(U_{i+1}-U_i^j),\\ W_1=W_i^j+\delta_{\beta_i}(W_{i+1}^j-W_i^j),\\ \beta_i^{j+1}=\beta_i^j+\delta_{\beta_i}(\beta_{i+1}^j-\beta_i^j)+\dfrac{A_1}{W_1}(W_i^{j+1}-W_1)-\Delta Z Sh(k-1)\left\{U_1A_1\dfrac{2(\bar d_{i+1}-\bar d_i)}{(\bar d_i+\bar d_{i+1})\Delta X_i L}-\right.\\ \left.-\dfrac{\xi}{\bar d_i}\left[\dfrac{\zeta}{4}|U_1|U_1\left(\dfrac{k-1}{A_1}U_1-1\right)+2St\bar\alpha\left(\dfrac{W_1^k}{A_1}\right)^{2/(k-1)}(\bar T_w-A^2)\right]\right\}.\end{array}\right.$$

Расчет третьей характеристики траектории ведется во вспомогательной сетке с уменьшенным пространственным шагом $\Delta X_m = \frac{\Delta X_i}{2}$. Если $U_m^j > 0$

$$\left\{\begin{array}{l}\delta_{\lambda m}=\dfrac{U_m^j}{\Delta X_i L/(\Delta Z Sh)-U_{m-1}^j+U_m^j},\\ W_m^{j+1}=W_m^j+\delta_{\lambda m}(W_{m-1}^j-W_m^j)+\Delta W,\\ \lambda_m^{j+1}=\lambda_m^j+\delta_{\lambda m}(\lambda_{m-1}^j-\lambda_m^j);\end{array}\right.$$

иначе

$$\left\{\begin{array}{l}\delta_{\lambda m}=\dfrac{-U_m^j}{\Delta X_i L/(\Delta Z Sh)-U_{m+1}^j+U_m^j},\\ W_m^{j+1}=W_m^j+\delta_{\lambda m}(W_{m+1}^j-W_m^j)+\Delta W,\\ \lambda_m^{j+1}=\lambda_m^j+\delta_{\lambda m}(\lambda_{m+1}^j-\lambda_m^j),\end{array}\right.$$

где $\Delta W=\dfrac{k-1}{4}\xi\dfrac{W_i^j}{A_i^{j2}\bar d_i}\left[\xi|U_i^j|^3+\dfrac{8St\bar\alpha}{k-1}\left(\dfrac{W_i^{jk}}{A_i^j}\right)^{2/(k-1)}(\bar T_w-A_i^{j2})\right]Sh\Delta Z^{j+1}$.

Шаг расчета по времени ΔZ выбирается по критерию Куранта

$$C_0\equiv\frac{\Delta Z Sh}{\Delta X L}(A+|U|)\le 1,$$

одинаковым для всей трубы, всего двигателя.

Опыт пользования предложенной методикой при моделировании газообмена в ДКДВС показал удовлетворительную точность (в балансах погрешности не более 3...5 %) и стабильность ее. В случае выбора для всего двигателя одинакового шага по времени точность аппроксимации зависит от выбора соотношения между пространственными шагами в разных трубах. Опыт показал, что оптимальное соотношение зависит от конструкции двигателя и ее рабочих режимов. Удовлетворительные результаты, однако, были получены и при постоянном соотношении между пространственными шагами в разных трубах, если шаг в перепускном канале на 10 % и в выпускной трубе на 70...80 % больше чем во впускной трубе. При соблюдении критерия Куранта стабильность расчета обеспечивается схемной искусственной вязкостью. Действие ее усиливается при уменьшении шага расчета по сравнению с допустимым, также определением наклона характеристики по схеме Бенце. Стабильность увеличивают также и диссипативные члены в дифференциальной СУ, однако, их действие слабее схемной вязкости. Практика показала, что в случае ДКДВС нельзя пренебрегать диссипативными членами в уравнении энергии - это ведет к большим неточностям и уменьшению стабильности. При расчете сверхбыстроходных ДКДВС можно при необходимости запас стабильности увеличивать применением дополнительного, предложенного Блеэром, алгоритма [6].

Литература

I. Schatzmann, J. Beitrag zur Berechnung isentroper eindimensional-instationärer Gasströmungen mit Hilfe von Digitalcomputern. Diss., Dokt. wiss., Eidgenöss. TH Zürich, 1968. 109 S.

2. Zehnder, G. Berechnung von Druckwellen in Aufladetechnik. - Brown Bovery Mitt. 1971, 4/5, S. 172-176.

3. Benson, R.S. Numerical solution of unsteady flow problems. - Int. J. Mech. Sci., 1964, v. 6, 1, p. 117-144.

4. Issa, R.I., Spalding, D.B. Unsteady one-dimensional compressible frictional flow with heat transfer. - Mech. Eng. Sci., 1972, v. 14, 6, p. 365-369.

5. B e n c z e, F. Berechnung der instationären Gasströmung in Saug-und Druckleitungssystem der Kolbenkompressoren. - Maschinenbautechnik, 1971, 6, S. 296-298, 7, S. 511-546.

6. B l a i r, G., J o h n s o n, M. Unsteady flow effects in exhaust systems of naturally aspirated, crankcase compression two-cycle internal combustion engines. - SAE Preprints. s.a., 680594. 17 p.

7. S i l l a t, R. Kahetaktilise karburaatormootori tööprotsessi uurimine. TU MO 1017/6 aruanne. Tallinn, 1979. 151 lk.

8. S e i f e r t, H. Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren. - MTZ, 1978, 7/8, S. 321-325.

9. S a t h e, V. Parametric studies using a two-stroke engine cycle simulation. - SAE Preprints. s.a., 700124, 12 p.

10. С и л л а т Р.Р. Исследование газообмена двухтактного карбюраторного двигателя с применением математического моделирования. Дис. на соискание уч. ст. канд. техн. наук. М., 1977, 180 с.

R. Sillat

The Model of the Pipe by Mathematical Simulation in Two-Stroke Gasoline Engine

Summary

The paper briefly describes a numerical method for solving equations of unsteady flow in the pipes of crankcase scavenged two-stroke gasoline engines. The method allows friction, heat transfer, variable entropy and gradual area changes. The main feature of the method is a rectangular mesh with different mesh sizes for pressure waves and mass waves.

№ 508
TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
УДК 625.7.084

К.М. Мыйсник

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ УПЛОТНЯЕМОГО СЛОЯ ГРУНТА ПРИ УПЛОТНЕНИИ КУЛАЧКОВЫМИ КАТКАМИ

Параметрами уплотняемого слоя грунта являются ширина и длина уплотняемого участка, предел прочности грунта и толщина уплотняемого слоя. Методика определения первых двух параметров подробно разработана А.И. Путком для гладковальцовых и пневмошинных катков, которая справедлива и для кулачковых катков. Иначе стоит вопрос с пределом прочности грунтов и толщиной уплотняемого слоя при укатке с кулачковыми катками.

Проведенный анализ литературных источников показывает, что в настоящее время рекомендация по выбору предела прочности грунтов при укатке кулачковыми катками отсутствует, а рекомендация по выбору толщины уплотняемого слоя грунта как рыхлого, так и уплотненного, требует уточнения.

Предел прочности уплотняемого материала является основным показателем при выборе необходимого контактного давления рабочих органов катков, так как должно соблюдаться условие

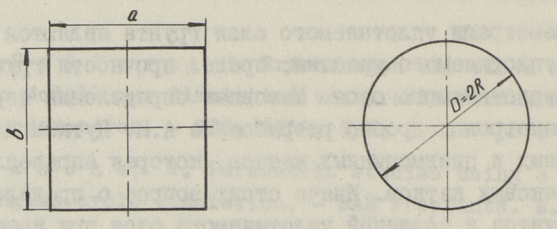
$$\sigma_к = (0{,}9 \ldots 1{,}0)\,\sigma_р , \qquad (I)$$

где $\sigma_к$ – контактные давления на поверхности контакта;
$\sigma_р$ – предел прочности грунта.

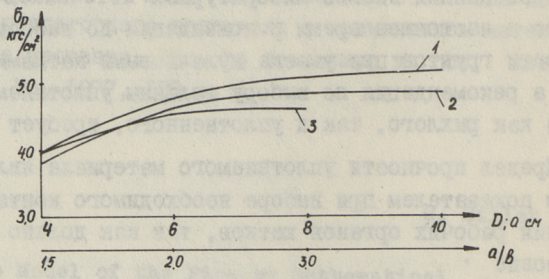
Наиболее распространенным методом определения предела прочности грунтов является метод вдавливания в грунт жестких штампов [I,2,3], что подобно взаимодействию рабочих органов кулачковых катков с уплотняемым материалом.

С целью выявления пределов прочностей грунтов при укатке кулачковыми катками нами, совместно с к.т.н. А.И. Путком, были проведены экспериментальные исследования со связным грунтом с круглыми, квадратными и прямоугольны-

ми (фиг. I) штампами. Опыты проводились на специально созданном рычажном прессе. Грунт имел оптимальную влажность и был предварительно уплотнен статической нагрузкой до коэффициента уплотнения $K_y = 0,98...0,99$. Нагружение штампа осуществлялось с постоянной скоростью увеличения нагрузки до полного провала штампа. В процессе опытов зафиксировалась нагрузка, при которой появились кольцевые и радиальные трещины на поверхности грунта. Результаты опытов представлены графиками на фиг. 2.



Фиг. 1. Геометрические формы и размеры опорных поверхностей кулачков.



Фиг. 2. Предел прочности σ_p в зависимости от размеров опорной поверхности кулачков:
1 – круглой, 2 – квадратной, 3 – прямоугольной.

Анализ этих данных показывает, что предел прочности грунтов зависит от диаметра круглого, размера сторон квадратного и отношения размеров сторон a/b прямоугольного штампа, причем с увеличением этих размеров увеличивается и предел прочности грунта. Из фиг. 2 также видно, что эти кривые имеют затухающий характер и после определенного размера штампа дальнейшее увеличение его значительного эффекта не дает.

Сопоставление наших результатов, полученных посредством круглых штампов, с результатами других исследований [I,2], показывает определенное совпадение данных, что подтверждает правильность наших результатов.

Воспользуясь графиками на фиг. 2 и учитывая условие (I) можно легко определить контактные параметры кулачковых рабочих органов.

Для вывода формул определения толщины уплотняемого и уплотненного слоя, составим уравнение равновесия на поверхности контакта круглого штампа

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{Q}{\sigma_к} = F_к, \qquad (2)$$

где D – диаметр штампа;

Q – нагрузка на площади контакта $F_к$.

Из (2) получаем

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi\sigma_к}} = 1{,}13\sqrt{F_к}\,. \qquad (3)$$

При равенстве площади контакта квадратного штампа с круглым, выражение (3) имеет вид

$$a = 0{,}88\sqrt{F_к}\,. \qquad (4)$$

Таким образом, определяющий размер опорной поверхности кулачка выражается формулой

$$B = к\sqrt{F_к}, \qquad (5)$$

где B – определяющий размер опорной поверхности (для круга – D; квадрата – a ; прямоугольника – a/b);

к – коэффициент, зависящий от формы опорной поверхности (к = 0,88...I,I3).

Воспользуясь графиками изобар вертикальных напряжений $\sigma_z/\sigma_к$ [3] можно определить толщину уплотняемого слоя с любым коэффициентов уплотнения K_y, и, в частности, оптимальную толщину уплотняемого слоя, при котором K_y = = 0,95. Было установлено [3], что при относительных вертикальных напряжениях $\sigma_z/\sigma_к$ = 0,5 под круглым штампом обеспечивается коэффициент уплотнения K_y = 0,95 на глубине, равной

$$H_0' = 1{,}3R = 0{,}65D, \qquad (6)$$

где H_0' – оптимальная толщина уплотненного слоя;

R – радиус круглой опорной поверхности.

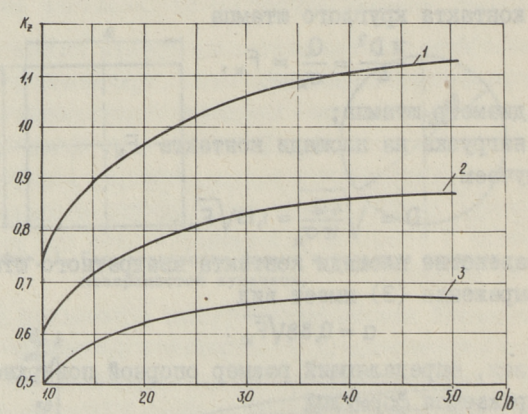
Следует отметить, что изобара $\sigma_z/\sigma_к = 0{,}5$ под квадратным штампом при равенстве диаметра круга со сторонами квадрата распространяется на глубину

$$H_0' = 0{,}75\,a. \qquad (7)$$

Обозначая цифровые значения в формулах (6) и (7) коэффициентом K_z, формула для прямоугольника имеет вид

$$H_0' = K_z \cdot b, \qquad (8)$$

где значения K_z определяются в зависимости от отношения сторон a/b из графика на фиг. 3.



Фиг. 3. Коэффициент K_z в зависимости от отношения сторон a/b прямоугольной опорной поверхности, 1 – $\sigma_z/\sigma_к = 0{,}5$; 2 – $\sigma_z/\sigma_к = 0{,}6$; 3 – $\sigma_z/\sigma_к = 0{,}7$.

Подставляя (5) в (8) получим

$$H_0' = K \cdot K_z \sqrt{F_к}\,. \qquad (9)$$

Формула (9) справедлива при оптимальной влажности грунта. Если влажность грунта отличается от его оптимального значения ($W \leq W_0$) – будет меньше оптимальной, то формула, по рекомендациям Н.Я. Хархуты [1,2], примет вид

$$H_0' = K \cdot K_z \frac{W}{W_0} \sqrt{F_к}\,, \qquad (10)$$

где W_0 – оптимальная влажность грунта;
W – действительная влажность грунта.

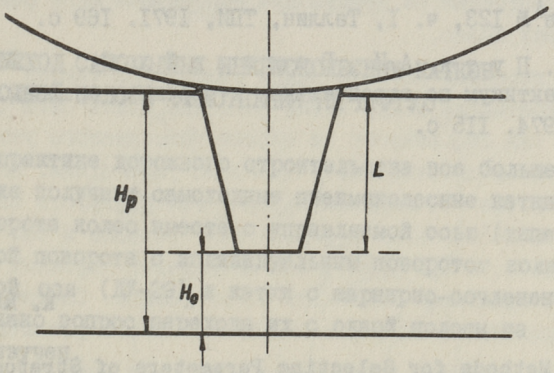
Формула (10) определяет толщину уплотненного слоя грунта под опорной поверхностью штампа (фиг. 4). Зная толщину H_0', можно определить толщину рыхлого слоя по формуле

$$H_0 = H_0' \frac{K_y}{K_0}, \qquad (II)$$

где H_0 – оптимальная толщина рыхлого уплотняемого слоя;

K_y – требуемый коэффициент уплотнения в конце процесса укатки;

K_0 – коэффициент уплотнения перед укаткой.



Фиг. 4. Расчетная схема определения толщины уплотняемого слоя грунта при укатке с кулачковыми катками.

При первых проходах кулачок полностью углубляется в грунт и уплотняет слой толщиной H_0 (фиг. 4). При последующих проходах этот слой будет наращиваться. Следовательно, общая толщина уплотняемого слоя в рыхлом состоянии составляет

$$H_p = H_0 + L, \qquad (I2)$$

где L – длина кулачка.

Подставляя формулы (I0) и (II) в (I2) получим

$$H_p = K \cdot K_z \cdot \frac{K_y}{K_0} \frac{W}{W_0} \sqrt{F_k} + L. \qquad (I3)$$

Результаты исследований на лабораторном стенде [4] практически совпадают с расчетными данными, полученными по формуле (I3), что дает основание рекомендовать формулу (I3) для практического применения.

Литература

I. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов. Л., Машиностроение, 1973. 176 с.

2. Хархута Н.Я., Васильев Ю.М. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог. М., Транспорт, 1975. 286 с.

3. Путк А.И. и др. Исследование эксплуатационных качеств самоходных катков на пневматических шинах. Отчет по теме № 123, ч. I, Таллин, ТПИ, 1971. 169 с.

4. Путк А.И., Вахелайд О. Лабораторный практикум по строительным и дорожным машинам. Таллин, ТПИ, 1974. 115 с.

K. Mõisnik

Methods for Selecting Parameters of Stratum of Soil for Compacting Soils with Sheepsfoot Rollers

Summary

The parameters of the stratum of soils for compacting with the sheepsfoot rollers are determined in this paper. It is noted that at the present time lack of recommendations for determining the ultimate strength of soils for compacting them with sheepsfoot rollers makes some difficulties for selecting the contact parameters of this type of rollers. It is also noted that the equations we have for determining the thickness of compacting soil stratum need correction.

As a result of the analytical and experimental research work done by the author, recommended data of the ultimate strength of coherent soils are given and the corrected equations for determining the thickness of the soil stratum before and after compaction with sheepsfoot rollers are defined.

№ 508

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 625.7.084

А.И. Путк

ПЕРЕХОД САМОХОДНЫХ ПНЕВМОКОЛЕСНЫХ КАТКОВ С ОДНОЙ ПОЛОСЫ УПЛОТНЕНИЯ НА ДРУГУЮ

В практике дорожного строительства все большее распространение получают самоходные пневмоколесные катки: со схемой поворота колес вместе с управляемой осью (типа ДУ-31А); со схемой поворота с индивидуальным поворотом колес управляемой оси (ДУ-29) и катки с шарнирно-сочлененной рамой. Однако вопрос перехода их с одной полосы на другую еще не изучен.

Этот вопрос имеет особое значение для создания систем автоматизированного и дистанционного управления катками и при расчете их производительности. Известно [I], что одним из наиболее сложных вопросов при создании автоматизированного и дистанционного управления катками является выбор оптимальной траектории движения катка при переходе с одной полосы на другую. При расчете производительности катков важным показателем является время перехода катка t_n с одной полосы уплотнения на другую, определяемое по формуле

$$t_n = \frac{S}{V_n}, \qquad (I)$$

где S и V_n – соответственно длина пути и скорость движения катка при переходе его с одной полосы уплотнения на другую.

На концах уплотняемого участка, при переходе катка с одной полосы уплотнения на другую, каток движется последовательно по прямой, по переходной кривой с уменьшающимся радиусом поворота, по круговой кривой с постоянным радиусом, по переходной кривой с увеличивающимся радиусом поворота и опять по прямой. Поэтому переход катка осуществляется, как правило, при изменяющемся угле поворота.

Как известно [2] переход катков происходит обычно с низкой поступательной скоростью и весьма быстрым поворотом управляемых колес и, следовательно, переходные кривые с изменяющимися радиусами поворота имеют малую длину. Это позволяет пренебречь переходными кривыми и для упрощения выкладок исследовать вопрос перехода катка с одной полосы уплотнения на другую при постоянном угле поворота управляемых колес.

При переходе катка с одной полосы уплотнения на другую расстояние между этими полосами может быть различным, так как это зависит от ширины уплотняемого участка, принятой последовательности и метода уплотнения. Например, при устройстве автомобильных дорог укатку грунта начинают с обочин с постепенным перемещением проходов к оси земляного полотна, а при уплотнении материалов дорожных покрытий часто применяют челночную схему укатки. Следовательно, длина переходов и их формы могут быть также различными.

Таким образом, переходы катков могут быть осуществлены по различным траекториям, схемы которых изображены на фиг. I. При этом под основной траекторией движения самоходного пневмоколесного катка подразумевается траектория центра его ведущего рабочего органа. На фиг. I приняты следующие обозначения: L_0 - база катка; к.у.у. - конец уплотняемого участка; B - ширина уплотняемой полосы катка; b - ширина перекрытия смежных полос уплотнения; R - радиус поворота центра ведущей оси катка.

Для самоходных пневмоколесных катков с жесткой рамой R определяется по формуле [2]:

$$R = \frac{L_0}{tg\varphi_0}, \qquad (2)$$

где φ_0 - угол поворота центрального колеса управляемой оси.

Радиус поворота центра ведущей оси самоходного пневмоколесного катка с шарнирно-сочлененной рамой при $l_1 > l_2$ определяем по следующей формуле [3]:

$$R = \frac{l_1 \cos\varphi_c + l_2}{\sin\varphi_c}, \qquad (3)$$

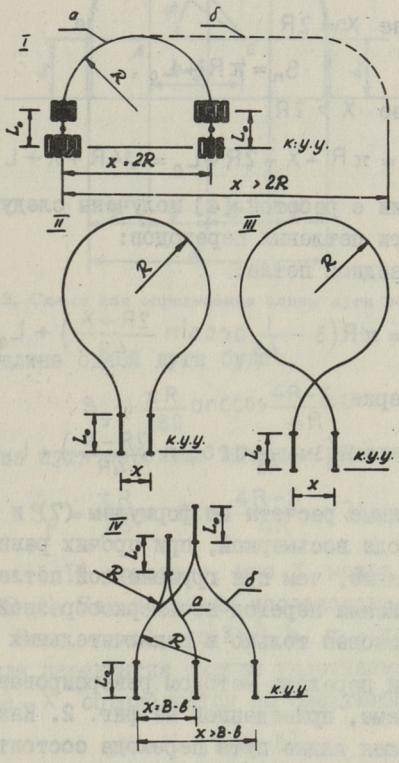
где l_1 - расстояние от центра ведущей оси до поворотного шарнира;

l_2 – расстояние от центра ведомой оси до поворотного шарнира;

φ_c – угол поворота (складывания) катка.

В случае $l_1 = l_2 = l$, формула (3) принимает вид

$$R = \frac{l(1+\cos\varphi_c)}{\sin\varphi_c} = l\,\mathrm{ctg}\,\frac{\varphi_c}{2}. \qquad (4)$$



Фиг. 1. Схемы перехода катка с одной полосы уплотнения на другую:
I – беспетлевой переход поворотом на 180°; II – переход поворотом грушевидной петлей; III – переход поворотом восьмеркообразной петлей; IУ – переход с реверсированием.

Из фиг. I видно, что в зависимости от расстояния X между последовательными полосами уплотнения переходы могут быть различного вида, а именно:

при $X < 2R$ – петлевой переход или методом реверсирования;

при $X \geqslant 2R$ – беспетлевой переход.

Как показали проведенные автором исследования, если $X \geqslant 2R$, то единственно выгодным переходом является беспетлевой переход катка поворотом на 180°. Длина пути перехода при этом составляет:

а) в случае $X = 2R$

$$S_n = \pi R + L_0, \tag{5}$$

б) в случае $X > 2R$

$$S_n = \pi R + X - 2R + L_0 = 1{,}14R + X + L_0. \tag{6}$$

По аналогии с работой [4] получены следующие формулы для расчета пути петлевых переходов:

при грушевидной петле:

$$S_n = \pi R\left(3 - \frac{1}{45}\arcsin\frac{2R+X}{4R}\right) + L_0, \tag{7}$$

при восьмерке:

$$S_n = \pi R\left(3 - \frac{1}{45}\arcsin\frac{2R-X}{4R}\right) + L_0. \tag{8}$$

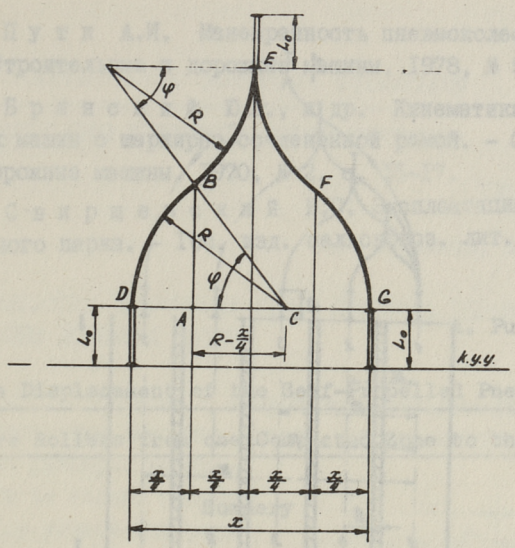
Произведенные расчеты по формулам (7) и (8) показали, что путь перехода восьмеркой, при прочих равных условиях, значительно больше, чем при грушевидной петле. Поэтому в процессе уплотнения переход восьмеркообразной петлей может быть использован только в исключительных случаях.

Длину пути перехода методом реверсирования определяем согласно схеме, приведенной на фиг. 2. Как видно из этой схемы, общая длина пути перехода состоит из четырех равных дуг DB, BE, EF, FG и прямой $2L_0$. Для определения длины одной дуги выражаем ее через центральный угол φ и радиус поворота R. Из треугольника ABC следует, что

$$\cos\varphi = \frac{R - \frac{X}{4}}{R} = \frac{4R-X}{4R},$$

откуда

$$\varphi = \arccos\frac{4R-X}{4R}.$$



Фиг. 2. Схема для определения длины пути реверсирования.

Тогда длина одной дуги будет

$$S_g = \frac{\pi R}{180} \arccos \frac{4R-X}{4R},$$

и общая длина пути перехода методом реверсирования

$$S_p = \frac{\pi R}{45} \arccos \frac{4R-X}{4R} + 2L_o. \qquad (9)$$

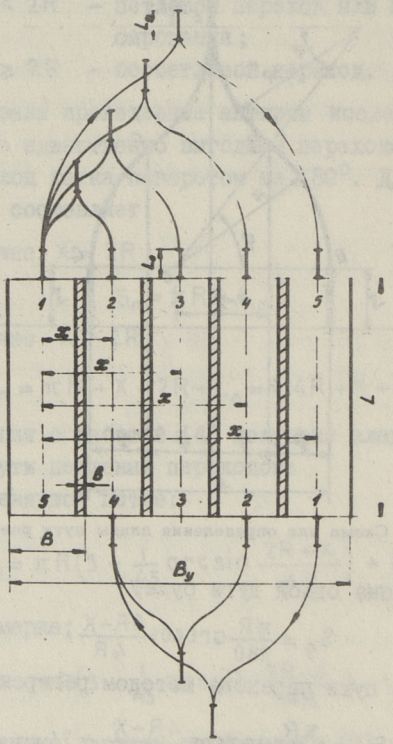
На фиг. I,IУ показано, что X может быть равным B-b или больше B-b. Как показали исследования X = B-b только при m = 2. Если m > 2, то X > B-b. m - количество захваток катка для перекрытия ширины уплотняемого участка. В общем случае X определяется по следующей формуле

$$X = (i-j)(B-b), \qquad (IO)$$

где i - порядковый номер полосы уплотнения, на которую переходит каток (фиг. 3),

j - порядковый номер полосы уплотнения, с которой переходит каток (фиг. 3).

Для сравнения длины пути перехода грушевидной петлей с методом реверсирования были по формулам (7) и (9) выполнены специальные расчеты. Результаты этих расчетов показали, что при значениях X до IO м выгоднее применять



Фиг. 3. Схема к формуле (10).

метод реверсирования. При значениях X > I0 м применять метод реверсирования не имеет смысла, так как $S_p > S_n$. В этом случае является целесообразным осуществить переход по грушевидной петле.

Таким образом,предложенные формулы (5), (6), (7),(8) и (9) позволяют установить минимальный путь и выбрать оптимальную траекторию движения катка при переходе с одной полосы уплотнения на другую.

Литература

I. Веледницкий Ю.Б., Андреев Г.С. Выбор траектории движения двухвальцевого катка типа "тандем" при автоматизации управления переходом с одной полосы на другую. - Труды МАДИ, вып. 75, М., 1974, с. 155-163.

2. Путк А.И. Маневренность пневмоколесных катков. - Строительные и дорожные машины. 1978, № 5, с. 14-17.

3. Брянский Ю.А., и др. Кинематика поворота колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой. - Строительные и дорожные машины. 1970, № 2, с. 15-17.

4. Свирщевский Б.С. Эксплоатация машинно-тракторного парка. - Гос. изд. сельскохоз. лит. М., 1950, 504 с.

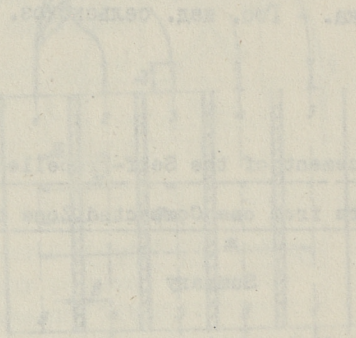
A. Putk

The Displacement of the Self-Propelled Pneumatic Tyre Rollers from one Compacted Zone to the Next

Summary

The choice of the optimum trajectory of motion of the roller from one compacted zone to the next is an important problem in designing the self-propelled pneumatic tyre rollers with automatic and distance steering systems.

The paper includes the results of investigations done by the author and equations for calculating minimum distance and optimum configuration of the trajectory of the motion at the displacement of the roller from one compacted zone to the next.



№ 508

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

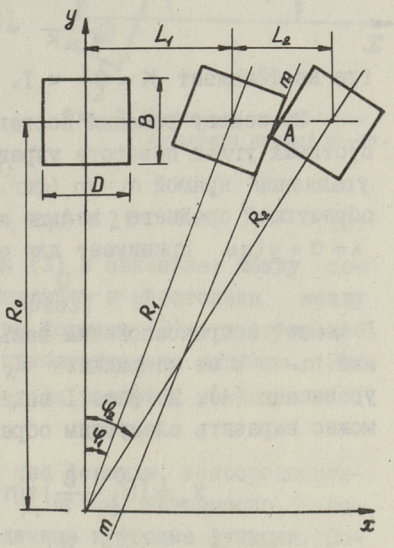
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 625.7.084

О.А. Вахелайд, В.И. Окунев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ УГЛОВ ПОВОРОТА УПРАВЛЯЕМЫХ ВАЛЬЦЕВ ДОРОЖНЫХ КАТКОВ

При проектировании и в процессе эксплуатации трехосных трехвальцовых дорожных катков, вальцы которых имеют одинаковые размеры, необходимо знать не только соотношение между углами поворота φ_1 и φ_2 (фиг. I), но и максимально допустимые углы поворота управляемых вальцев.



Фиг. 1. Схема поворота трехосного трехвальцового дорожного катка.

Из фиг. I видно, что при работе катка на криволинейных участках дорог, а также в процессе разворота-поворота, передний управляемый валец поворачивается на угол φ_2, второй на угол φ_1, причем $\varphi_1 < \varphi_2$. При слишком крутых поворотах первый управляемый валец может прикасаться ко второму управляемому вальцу, что, однако, недопустимо. Поэтому нами, совместно с канд. техн. наук А.И. Путком, выполнена работа по выявлению максимально допустимых углов поворота управляемых вальцев трехосных трехвальцовых дорожных катков. Из фиг. I видно, что опасность прикасания, т.е. максимально допустимые углы поворо-

та обусловлены размерами управляемых вальцев и их расстоянием. Если

$$L_2 > 2\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2+\left(\frac{B}{2}\right)^2} \quad \text{или} \quad L_2 > \sqrt{D^2+B^2}, \qquad (I)$$

то углы поворота φ_1 и φ_2 не ограничены размерами вальцев. В противном случае возникает опасность соприкосновения вальцев при недопустимых больших углах поворота, определение которых и явилось задачей данной работы.

Углы поворота и расстояния между вальцами связаны между собой следующим образом:

$$\frac{L_1}{L_1+L_2} = \frac{tg\varphi_1}{tg\varphi_2}. \qquad (2)$$

Обозначая $L_2 = L_1 K$, формула (2) принимает вид

$$\frac{1}{1+K} = \frac{tg\varphi_1}{tg\varphi_2}, \qquad (3)$$

где коэффициент $K = \frac{L_2}{L_1} < I$.

За основу решения поставленной задачи по выявлению допустимых углов поворота управляемых вальцев было принято уравнение прямой $m-m$ (фиг. 2), совпадающей с проекцией образующей среднего вальца катка. Уравнение этой прямой $x = a + y tg\alpha$ принимает для нашего случая вид

$$x = \frac{D}{2\cos\varphi_1} + y tg\varphi_1. \qquad (4)$$

В момент соприкосновения вальцев точка А находится на прямой $m-m$ и ее координаты x_A и y_A должны удовлетворять уравнению (4). Из фиг. I видно, что координаты точки А можно выразить следующим образом:

$$x_A = \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)\sin\varphi_2 - \frac{D}{2}\cos\varphi_2, \qquad (5)$$

$$y_A = \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)\cos\varphi_2 + \frac{D}{2}\sin\varphi_2. \qquad (6)$$

Подставляя выражения (5) и (6) в уравнение (4) и учитывая, что $R_2 = \frac{L_1+L_2}{\sin\varphi_2}$, получим после необходимых преобразований

$$(L_1+L_2)\left(1-\frac{tg\varphi_1}{tg\varphi_2}\right) + \frac{B}{2}(\cos\varphi_2 tg\varphi_1 - \sin\varphi_2) =$$

$$= \frac{D}{2}\left(\frac{1}{\cos\varphi_1} + \cos\varphi_2 + \sin\varphi_2 tg\varphi_1\right). \qquad (7)$$

Вместо $\frac{tg\varphi_1}{tg\varphi_2}$ подставим полученное из формулы (2) значение $\frac{L_1}{L_1+L_2}$ в (7), а затем умножим выражение на величину $2\cos\varphi_1$:

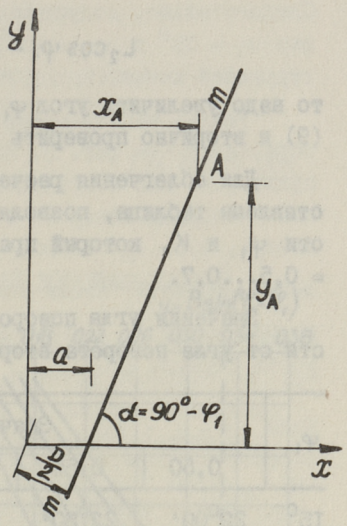
$$2L_2\cos\varphi_1+B(\cos\varphi_2\sin\varphi_1-\sin\varphi_2\cos\varphi_1)=$$

$$=D+D(\cos\varphi_2\cos\varphi_1+\sin\varphi_2\sin\varphi_1)$$

или

$$2L_2\cos\varphi_1-B\sin(\varphi_2-\varphi_1)=$$

$$=D\cos(\varphi_2-\varphi_1)+D. \qquad (8)$$



Фиг. 2. Схема для составления уравнения прямой m–m.

Для решения поставленной задачи получим две формулы:

$$\varphi_2=arctg[(1+K)tg\varphi_1] \qquad (9)$$

и

$$2L_2\cos\varphi_1-B\sin(\varphi_2-\varphi_1)=2D. \qquad (10)$$

Формула (9) получена из формулы (3) и связывает между собой углы поворота управляемых вальцев и расстояния между ними, а формула (10) получена из формулы (8) с учетом, что косинус малых углов равняется приблизительно единице. Это упрощение дает ошибку, как показали расчеты, не более 1,7 %, что вполне оправдано.

Несмотря на то, что имеем две формулы, непосредственное определение углов поворота φ_1 и φ_2 невозможно, поскольку они выражены через различные круговые функции. Поэтому для решения задачи следует применять метод приближения, состоящий в следующем:

– первоначально определяем угол φ_1 по формуле (10), принимая $\sin(\varphi_2-\varphi_1)=0$, следовательно, $\varphi_1<\arccos\frac{D}{L_2}$;

– зная φ_1 и K, по формуле (9) определяем φ_2;

– проверим справедливость формулы (10), поскольку теперь известны все величины, входящие в эту формулу. Если в результате проверки окажется, что

$$L_2 \cos\varphi_1 - \frac{B}{2}\sin(\varphi_2 - \varphi_1) > D,$$

то надо увеличить угол φ_1, снова определить φ_2 по формуле (9) и вторично проверить справедливость формулы (10).

Для облегчения расчетов на основании формулы (9) составлена таблица, позволяющая определить φ_2 в зависимости φ_1 и K, который практически меняется в пределах K = = 0,5...0,7.

Значения угла поворота первого вальца φ_2 в зависимости от угла поворота второго вальца φ_1 и коэффициента K.

φ_1	Значения φ_2 при K				
	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
15°	22°00'	22°30'	23°10'	23°50'	24°30'
20°	28°40'	29°30'	30°10'	31°00'	31°45'
25°	34°50'	35°50'	36°40'	37°30'	38°25'
30°	40°50'	41°50'	42°40'	43°30'	44°25'
35°	46°25'	47°20'	48°15'	49°10'	50°00'
40°	51°30'	52°25'	53°20'	54°10'	55°00'
45°	56°20'	57°10'	58°00'	58°50'	59°30'
50°	60°50'	61°35'	62°20'	63°00'	63°40'

Пример расчета.

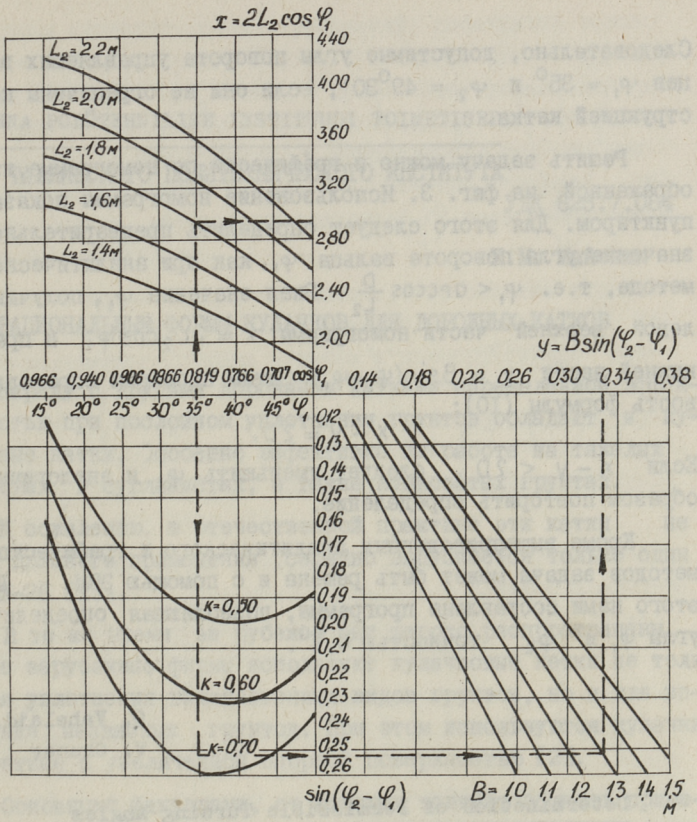
Имеется трехвальцовый трехосный дорожный каток Д - 400 А, имеющий следующие размеры: B = 1,3 м, D =1,3 м, L_1 = 2,66 м и L_2 = 1,8 м.

Проверяем возможность касания направляющих вальцев катка по условию (1)

$$1{,}8 < \sqrt{1{,}3^2 + 1{,}3^2} \quad \text{или} \quad 1{,}8 < 1{,}84,$$

следовательно, существует опасность прикасания направляющих вальцев при слишком крутом повороте.

Определяем φ_1 и φ_2, при которых не происходит касания направляющих вальцев.



Фиг. 3. Номограмма для определения допустимых углов поворота управляемых вальцев.

Для первоначального определения угла φ_1 принимаем в формуле (I0) $\sin(\varphi_2 - \varphi_1) = 0$, следовательно, $\varphi_1 < \arccos \frac{I,3}{I,8}$, откуда $\varphi_1 < 43^0 45'$. Принимаем $\varphi_1 = 40^0$ и из таблицы при $K = I,8 : 2,66 = 0,677$ получим, что $\varphi_2 = 54^0 30'$.

Проверим справедливость формулы (I0)

$$2 \times I,8 \times 0,766 - I,3 \times 0,250 < 2 \times I,3 \quad \text{или}$$
$$2,43 < 2,6.$$

В данном случае для вторичного расчета следует уменьшить φ_1. Принимаем $\varphi_1 = 35^0$, тогда по таблице $\varphi_2 = 49^0 30'$ и

$$2 \times I,3 \times 0,8I9 - I,3 \times 0,25 = 2,62.$$

Следовательно, допустимые углы поворота управляемых вальцев $\varphi_1 = 35^0$ и $\varphi_2 = 49^030'$, если они не ограничены конструкцией катка.

Решить задачу можно и графически по номограмме, изображенной на фиг. 3. Использование номограммы показано пунктиром. Для этого следует определить предварительное значение угла поворота вальца φ_1, как при аналитическом методе, т.е. $\varphi_1 < \arccos\frac{D}{L_2}$. Зная значение φ_1, получим на левой верхней части номограммы $x = 2L_2\cos\varphi_1$ и правой нижней части $y = B\sin(\varphi_2-\varphi_1)$. Затем проверим справедливость формулы (10):

$$x - y = 2D.$$

Если $x - y < 2D$, следует уменьшить φ_1 и аналогичным образом повторить определение.

Кроме вышеприведенных аналитического и графического методов задача может быть решена и с помощью ЭВМ. Для этого нами составлена программа, позволяющая определить углы φ_1 и φ_2 точностью $0,1^0$.

Q. Vahelaid,
V. Okunev

Determination of Permissible Turning Angles of Steerable Drums of Road Rollers

Summary

In designing as well in the exploitation it is indispensable to know the maximum turning angles of the guiding drums of the three-axled three drum road rollers having equal dimensions of the drums at which they do not touch one another.

The analytic and graphic way for solving this problem is recommended in this paper. The program for solving with EC is also given. Equations for calculation and nomographs make it possible to guickly determine the maximum turning angles of the guiding drums of the three-axled three drum road rollers.

№ 508

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 625.7.084

К.М. Мыйсник

РАЦИОНАЛЬНЫЕ ФОРМЫ КУЛАЧКОВ ДЛЯ ДОРОЖНЫХ КАТКОВ

Наряду с другими дорожными катками определенной эффективностью при послойном уплотнении грунтов обладают и кулачковые катки. Особенно эффективна их работа на тяжелых глинистых и суглинистых, а также комковатых грунтах.

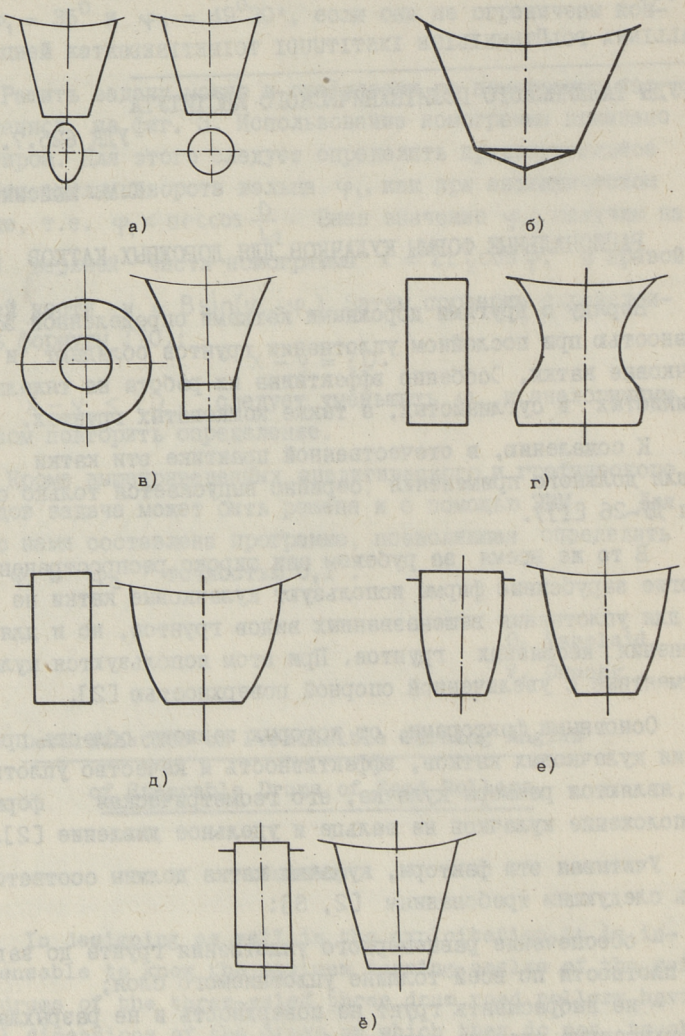
К сожалению, в отечественной практике эти катки не нашли должного применения (серийно выпускается только один тип ДУ-26 [1]).

В то же время за рубежом они широко распространены. Многие зарубежные фирмы используют кулачковые катки не только для уплотнения вышеназванных видов грунтов, но и для уплотнения несвязных грунтов. При этом используются кулачки сегментные с увеличенной опорной поверхностью [2].

Основными факторами, от которых зависит область применения кулачковых катков, эффективность и качество уплотнения, являются размеры кулачка, его геометрическая форма, расположение кулачков на вальце и удельное давление [2].

Учитывая эти факторы, кулачки катка должны соответствовать следующим требованиям [2, 3]:

- обеспечение равномерного уплотнения грунта до заданной плотности по всей толщине уплотняемого слоя;
- не выбрасывать грунт на поверхность и не разрыхлять поверхностные слои на слишком большую толщину;
- форма кулачка должна обеспечить одинаковый процесс уплотнения при реверсивном движении катка;
- быть самоочищаемыми при уплотнении различных грунтов;
- обладать прочностью, износостойкостью, технологичностью в изготовлении и ремонтоспособностью.



Фиг. 1. Наиболее распространенные формы кулачков дорожных катков: а – усеченный конус с круглым и овальным поперечным сечением; б – усеченный конус с большим углом конусности; в – усеченный конус с криволинейными образующими; г – с криволинейными боковыми поверхностями со сложными кривыми; д – с рабочими поверхностями по кривым второго порядка; е – всеми поверхностями по кривым второго порядка; ё – трапецеидальная форма.

Кроме вышеприведенных требований, касающихся только кулачков рабочего органа катка, существует ряд других, касающихся катка, как машины в целом. Эти требования являются взаимосвязанными и противоречивыми, так что выполнение одного из них приводит к невыполнению другого или даже нескольких других требований. Поэтому создание кулачкового катка, который удовлетворял бы всем требованиям, весьма затруднительно.

Многие исследования показывают, что степень выполнения всех требований во многом зависит от правильного выбора геометрической формы кулачка и конструктивных размеров рабочего органа катка [3, 4], но единого мнения до сих пор не существует. Этому свидетельствует большое разнообразие геометрических форм кулачка и значительное расхождение размеров рабочих органов, используемых на катках разных стран мира (фиг. I).

С целью выяснения наиболее рациональной геометрической формы кулачка нами было проработано большое количество литературных источников и патентных данных многих технически развитых стран мира.

Произведенные нами экспериментальные исследования на лабораторном стенде и сопоставление соответствия форм кулачков к вышеприведенным требованиям показало, что более распространенными формами кулачков являются усеченный конус и усеченная пирамида с различными геометрическими формами в различных плоскостях сечения. При этом более предпочтенными являются те формы, которые в рабочем процессе не расклинивают грунт при внедрении и не разрыхляют его при выходе. Проведенные нами эксперименты показали, что среди конических форм лучшими свойствами самоочищаемости обладают кулачки с овальным поперечным сечением (фиг. Iа), круглым сечением большой конусностью (фиг. Iб) и криволинейными боковыми поверхностями (фиг. Iв).

Как показывает зарубежный опыт, в последнее время начали все больше распространяться кулачки, боковые поверхности которых изображены кривыми второго порядка, либо сложными кривыми с различными радиусами кривизны (фиг. Iв, г, д, е). При этом углы наклона боковых поверхностей или

же касающихся к ним в основном находятся в границах 10... 15°, что обеспечивает самоочищаемость кулачка при различных грунтах. Как показали исследования, нецелесообразным является форма на фиг. 1г, как более сложная и необоснованная по кинематическим и динамическим показателям и самоочищаемости.

По логическим соображениям более подходящей, с точки зрения ремонтоспособности, является конструкция кулачка, имеющая сменную головку, прикрепленную на основание кулачка способом сварки или механическими методами (болтами, направляющими, затворами, конусами). При изнашивании головок их можно легко заменить, и затраты на изготовление головок гораздо меньше, чем для изготовления целого кулачка. Также есть возможность быстро и легко изменять форму и величину контактной поверхности кулачка, если это требуется.

В ходе исследований выявилось также, что кулачки конусной и трапецеидальной формы (фиг. 1е) по кинематическим и динамическим свойствам довольно сходные. Обе эти формы являются одинаково чувствительными к правильному выбору отношения высоты кулачка h и диаметра вальца D. Выявилось, что при увеличении диаметра вальца надо увеличивать и значение отношения D/h, так как в результате этого уменьшается выбрасывание грунта и разрыхление верхнего слоя при различных стадиях уплотнения.

При работе кулачков с криволинейными боковыми поверхностями (фиг. 1д,е) это такого значения не имеет и при выборе отношения можно руководствоваться существующими значениями.

На основе проведенных нами экспериментальных и аналитических исследований можно сделать следующие выводы.

1. Более перспективной формой кулачка для дорожного катка, который отвечает большим количествам предъявляемых требований, являются кулачки с криволинейными боковыми поверхностями, образованные кривыми с постоянной или переменной по определенному закону кривизной.

2. Для образования боковых поверхностей кулачков рекомендуется использовать кривые второго порядка (спирали,

эвольвенты, циклоиды), гарантирующие хорошие кинематические, динамические и самоочищающие свойства кулачка.

3. При использовании конических и трапецеидальных форм кулачков надо учитывать, что при изменении диаметра вальца надо изменять и значение отношения D/h.

4. Более целесообразными с точки зрения ремонтоспособности надо считать кулачки с легко сменными головками.

Литература

I. Строительные и дорожные машины. 1977, № 3.

2. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов. Л., Машиностроение, 1973.

3. Лапин Н.А. Выбор рациональной формы кулачка прицепного кулачкового катка Д-130. - Механизация строительства, 1950, № 1.

4. Кобзев А.П. Выбор и расстановка кулачков вибрационных и статических кулачковых катков. Изв. вузов. - Строительство и архитектура, 1973, № 4.

K. Mõisnik

The Expedient Configurations of Tamping Feet for Road Rollers

Summary

The article includes a review about existing configurations of the tamping feet used on road-rollers and a critical analysis of them. There are some pieces of advice for selecting an expedient configuration of tamping feet and the trends for further research work are set.

СОДЕРЖАНИЕ

I. Сегеркранц В.М. Влияние режимов скоростей на суммарные транспортные расходы. 3
2. Антов Д.Э., Тикс П.Я. Проблемы оптимизации рабочего цикла светофоров при координированном управлении типа "зеленой волны" II
3. Путк А.И., Сюрье П.Л. Расчет вертикальных нормальных напряжений в грунтовом основании в условиях пространственной задачи I7
4. Лепик М.Э. Исследование работы ПТО автомобилей и тракторов при помощи математической модели 29
5. Силлат Р.Р. Модель трубы при математическом моделировании газообмена в двухтактном карбюраторном двигателе 4I
6. Мыйсник К.М. Выбор параметров уплотняемого слоя грунта при уплотнении кулачковыми катками 49
7. Путк А.И. Переход самоходных пневмоколесных катков с одной полосы уплотнения на другую 55
8. Вахелайд О.А., Окунев В.И. Определение допустимых углов поворота управляемых вальцев дорожных катков. 63
9. Мыйсник К.М. Рациональные формы кулачков для дорожных катков 69

ТАЛЛИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
№ 508
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ И АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА
ЭСТОНСКОЙ ССР В УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИВНОЙ АВТОМОБИЛИЗАЦИИ
Автомобильные дороги. Автомобильный транспорт X11
Редактор Л. Тамме
Техн. ред. М. Тамме
Сборник утвержден коллегией ТПИ 20.02.81
Подписано к печати 22.10.81
Бумага 60x90/16. Печ. л. 4,75 +0,5 приложение
Уч.-изд. л. 4,2. Тираж 300. МВ-08092.
Ротапринт ТПИ, Таллин, ул. Коскла, 2/9. Зак. № 629
Цена 65 коп.

№ 508

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ И АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА ЭСТОНСКОЙ ССР В УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИВНОЙ АВТОМОБИЛИЗАЦИИ

Автомобильные дороги. Автомобильный транспорт XII

УДК 625.7.03

Влияние режимов скоростей на суммарные транспортные расходы. Сегеркранц В.М. – Труды Таллинского политехнического института, 1981, № 508, с. 3.

В статье рассматриваются проблемы определения уровня ограничения скоростей. Эта проблема может быть решена с учетом суммарных транспортных расходов. В Таллинском политехническом институте разработан метод для определения уровня аварийности, расходов на топливо, времени и других компонентов транспортных расходов в зависимости от средней скорости транспортного потока. Приведены данные, которые показывают, что оптимальной является средняя скорость транспортного потока не выше 60...70 км/ч.

Библ. наименований – 9.

УДК 656.056.4

Проблемы оптимизации рабочего цикла светофоров при координированном управлении типа "зеленой волны". Антов Д.Э., Тикс П.Я. – Труды Таллинского политехнического института, 1981, № 508, с. 11.

В статье критикуется применяемый в практике метод проектирования "зеленой волны", где основанием при выборе рабочего цикла светофоров координируемого участка

принимается пропускная способность перекрестка с наибольшей интенсивностью движения.

Такой метод не учитывает геометрию (расположение перекрестков на трассе) координируемого участка дороги.

Приводятся результаты исследования и предлагается метод для проектирования "зеленой волны" с учетом расположения перекрестков на трассе.

Приведена блок-схема программы для расчета оптимальной продолжительности рабочего цикла светофоров для трассы "зеленой волны".

Фигур - 2, библ. наименований - 2.

УДК 624.I3I.379

Расчет вертикальных нормальных напряжений в грунтовом основании в условиях пространственной задачи. Цутк А.И., Сюрье П.Л. - Труды Таллинского политехнического института, I98I, № 508, с. I7.

В статье приводятся результаты исследований по вопросу расчета вертикальных нормальных напряжений в грунтовом основании в условиях пространственной задачи. Этот вопрос имеет важное значение для установления прочности и устойчивости грунтов и определения их деформаций под действием внешних нагрузок.

В результате проведенных исследований предложена единая - универсальная формула для расчета вертикальных нормальных напряжений в любой точке и в сечениях в линейно-деформируемом грунтовом основании от действия нагрузки, равномерно распределенной по площади круга, квадрата, прямоугольника, а также по полосе (плоская задача).

Фигур - 5, библ. наименований - II.

УДК 63I.I7I.004.5:658.5

Исследование работы ПТО автомобилей и тракторов при помощи математической модели. Лепик М.Э. – Труды Таллинского политехнического института, I98I, № 508. с. 29.

В статье описывается два типа математических моделей пункта (станции) ТО автомобилей и тракторов – аналитическая, использующая зависимости ТМО и статистическая, где применяется метод статистических испытаний (метод Монте-Карло).

Алгоритмы этих моделей реализованы на ЭВМ ЕС-I022 ВЦ ТПИ для ПТО автомобилей и тракторов перспективного (I990) среднего хозяйства Эстонской ССР.

Даются рекомендации по организации работы ПТО, а также по применению рассматриваемых двух методов при исследовании эффективности работы ПТО (СТО).

Таблиц – 2, фигур – 5, библ. наименований – 8.

УДК 62I.434,I3:5I8.5

Модель трубы при математическом моделировании газообмена в двухтактном карбюраторном двигателе. Силлат Р.Р. – Труды Таллинского политехнического института, I98I, № 508, с. 4I.

В статье рассматриваются требования, предъявляемые к системам уравнений (СУ) математической модели (ММ) газообмена в двухтактном карбюраторном двигателе (ДКДВС). Приводится (СУ), описывающая нестационарное течение газа в трубах и каналах газообмена ДКДВС.

Методы решения СУ одномерного нестационарного течения газа в трубах, принятые в ММ других типов ДВС, в случае ДКДВС по стабильности работы и точности не удовлетворяют. Причиной неудовлетворительной работы анализированных методов является несоответствие, возникающее между областями влияния системы дифференциальных уравнение и ее разностной аппроксимации.

Предложен метод решения СУ ММ трубы в двухшаговой сетке Эйлера, работающий удовлетворительно и в случае ДКДВС.

Фигур - 5, библ. наименований - 10.

УДК 625.7.084

Выбор параметров уплотняемого слоя грунта при уплотнении кулачковыми катками. Мыйсник К.М. - Труды Таллинского политехнического института, 1981, № 508, с. 49.

В статье приводятся результаты исследований по выбору некоторых параметров уплотняемого слоя грунта при уплотнении кулачковыми катками. Такими параметрами грунта являются предел прочности и толщина слоя.

В результате проведенных аналитических и экспериментальных исследований установлены пределы прочности уплотняемых грунтов и предложены расчетные формулы для определения толщины уплотняемого и рыхлого слоя грунта.

Фигур - 4, библ. наименований - 4.

УДК 625.7.084

Переход самоходных пневмоколесных катков с одной полосы уплотнения на другую. Путк А.И. - Труды Таллинского политехнического института, 1981, № 508, с. 55.

В статье приводятся результаты исследований по вопросу перехода пневмоколесных катков с одной полосы уплотнения на другую. Этот вопрос имеет большое практическое значение для создания систем автоматизированного и дистанционного управления катками и при расчете их производительности.

В результате проведенных исследований предложен ряд расчетных формул, позволяющих установить минимальный путь и выбрать оптимальную траекторию движения катка при переходе с одной полосы уплотнения на другую.

Фигур - 3, библ. наименований - 4.

УДК 625.7.084

Определение допустимых углов поворота управляемых вальцев дорожных катков.
Вахелайд О.А., Окунев В.И. - Труды Таллинского политехнического института, 1981, № 508, с. 63.

При проектировании и в процессе эксплуатации трехосных трехвальцовых дорожных катков, необходимо знать максимально допустимые углы поворота управляемых вальцев, при которых последние еще не прикасаются.

В статье приводится решение этой задачи аналитическим и графическим способами. Составлена также программа, позволяющая определить углы поворота с точностью $0,1^{\circ}$ при помощи ЭВМ.

Фигур - 3.

УДК 625.7.084

Рациональные формы кулачков для дорожных катков.
Мыйсник К.М. - Труды Таллинского политехнического института, 1981, № 508, с. 69.

В статье приводится критический анализ существующих форм кулачков дорожных катков. Даются рекомендации по выбору рациональной формы кулачков.

Фигур - 1, библ. наименований - 4.

Цена 65 коп.