

DISTRIBUTION OF LOADINGS IN TRANSMISSION OF TRACTION POWER MEANS WITH ALL DRIVING WHEELS AND WITH SYSTEM OF PUMPING OF TYRES AT WORK WITH MOUNTED INSTRUMENTS

Summary

In article are resulted the developed technique of the parametrical analysis of distribution of loadings in transmission power means with system of pumping of tyres at work with various mounted instruments in structure of the multioperational agricultural unit, the program realizing a technique, and results of alternative calculations on it.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНЫХ ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ С СИСТЕМОЙ ПОДКАЧКИ ШИН ПРИ РАБОТЕ С НАВЕСНЫМИ ОРУДИЯМИ

Резюме

В статье приведены разработанная методика параметрического анализа распределения нагрузок в трансмиссии полноприводных тягово-энергетических средств с системой подкачки шин при работе с различными навесными орудиями в составе многооперационного сельскохозяйственного агрегата, программное приложение, реализующее методику, и результаты вариантных расчетов по ней.

Введение

Повышение эффективности применения колесных тракторных энергетических средств с высокой удельной мощностью в сельском хозяйстве может быть достигнуто при работе в составе многооперационных навесных агрегатов. Для обеспечения высокой надежности в работе такие агрегаты создаются на базе полноприводных тракторов с усиленными несущими элементами ведущих мостов. Они имеют колесную формулу 4К4 или 6К6. Ходовые системы оснащаются колесами с шинами специальной комплектации, в том числе сдвоенными или строенными, с целью создания необходимого запаса грузоподъемности ходовой системы и высоких тяговых свойств агрегата при работе с тяжелыми навесными орудиями [1].

Изменение нормальных нагрузок на мосты тракторного агрегата из-за навешенных орудий, изменение давления воздуха в шинах и их комплектации приводят к перераспределению крутящих моментов в разветвленном приводе к ведущим колесам. Все это сказывается на показателях эффективности работы двигателя агрегата.

Параметры навески, давление воздуха в шинах колес и комплектацию шин можно менять, а, значит, и управлять КПД ходовой системы многооперационного навесного агрегата. Поэтому представляет научный и практический интерес установление закономерностей распределения нагрузок в трансмиссии полноприводных тягово-энергетических средств, работающих в составе многооперационных навесных агрегатов, в зависимости от упомянутых факторов, что и составляет цель данной работы.

При создании таких агрегатов следует учитывать, что максимальные значения КПД ходовой системы

полноприводной машины с заблокированными межосевыми связями достигаются при сведении к минимуму кинематического рассогласования между ведущими колесами [2]. При буксованиях каждого ведущего колеса, характерных для линейного участка зависимости удельных касательных усилий в пятне-контакте шины с опорной поверхностью от буксования колеса, потери в ходовой системе меньше, чем на нелинейных участках упомянутых зависимостей [2]. Из этого следует, что имеет смысл поставленную задачу решать в пределах участков кривых буксования ведущих колес, близких к линейным [3].

Методический подход

Основные методические положения оценки влияния важнейших факторов на кинематическое рассогласование колес ведущих мостов и на распределение крутящего момента по колесам двигателя полноприводного тракторного энергетического средства, оборудованного системой подкачки шин, разработаны с учетом известных закономерностей теории качения колеса [3].

Система централизованной подкачки шин тракторов с колесной формулой 4К4 (6К6) обычно имеет один питающий трубопровод, а полости всех, либо части шин сообщаются между собой. Чаще всего такие полноприводные тракторы имеют заблокированный межосевой привод. При этом распределение крутящих моментов по колёсам определяется подводимым крутящим моментом от вторичного вала КП к раздаточному узлу, передаточными отношениями до ведущих колёс и радиусами качения колёс, при конкретной нагрузке на шины, давлении воздуха в шинах и работе в составе машинно-тракторного

агрегата, а также упругими характеристиками взаимодействия шин с опорной поверхностью.

В теории трактора показано, что, при прочих равных условиях, наибольшие показатели тягового КПД и КПД ходовой системы полноприводного трактора с блокированным межосевым приводом наблюдаются при равенстве нулю межосевого кинематического несоответствия [3], то есть

$$\eta_{мяг} = \frac{N_{кр} v}{N_{овиг} - N_{ВОМ}} = \frac{P_{кр} v}{N_{овиг} - N_{ВОМ}} \rightarrow max,$$

при

$$k_{н12} = \frac{v_{m2} - v_{m1}}{v_{m2}} = 1 - \frac{v_{m1}}{v_{m2}} = 0,$$

$$\left(k_{f32} = 1 - \frac{v_{\delta 3}}{v_{\delta 2}} = 0 \right),$$

где $N_{ВОМ}$ – мощность, отбираемая на привод вала отбора мощности (ВОМ);

$N_{кр}$ – крюковая мощность;

v – действительная скорость движения трактора;

$v_{m1} = r_1^0 \cdot \omega_1$; $v_{m2} = r_2^0 \cdot \omega_2$; ($v_{m3} = r_3^0 \cdot \omega_3$) – окружные теоретические скорости колёс переднего и заднего мостов трактора;

ω_1 , ω_2 – угловые скорости ободьев ведущих колёс;

r_1^0 , r_2^0 , r_3^0 – радиусы качения колёс при заданной вертикальной нагрузке на ровном горизонтальном сухом бетонном треке с высокими сцепными свойствами. По численному значению эти радиусы очень близки к радиусам качения этих же колёс в ведомом (свободном) режиме качения. И в теории качения колеса, оборудованного шиной, они принимаются в качестве единого расчетного динамического радиуса колеса (см. труды А. А. Шабарова, В. В. Ванцевича).

Учеными В.А. Петрушовым, С.А. Шуклиным и В.В. Московкиным предложена экспериментально выявленная зависимость для определения радиуса качения колеса в ведомом режиме на бетонном треке в функции внутришинного давления воздуха и вертикальной нагрузки на колесо [2]

$$r_j^0 = r_{jc} \cdot \frac{r_{jc} P_{wj} + V_{1j} \cdot G_j}{r_{jc} P_{wj} + V_{2j} \cdot G_j},$$

где V_{1j} , V_{2j} – эмпирические константы аппроксимации результатов экспериментов

предложенным моделирующим выражением; P_{wj} – давление воздуха в шине; G_j – вертикальная (нормальная) нагрузка на колесо; r_{jc} – свободный радиус колеса с шиной.

Особенность схемы централизованной подкачки шин состоит в том, что при изменении распределения нагрузки по мостам трактора нельзя добиться $k_{нij} = 0$

изменением давления p_w . Поэтому представляет практический интерес, что же получится при реальных составах агрегатов и различных режимах работы.

Значения констант для шин колесных универсально-пропашных тракторов приведены в таблице 1.

В случае навешивания орудий на энергетическое средство при агрегатировании даже в статике вертикальные нагрузки G_1 и G_2 на колеса трактора перераспределяются. Значения этих нагрузок можно определить по следующим выражениям, из уравнений статического равновесия трактора весом G с передней и задней навеской ($G_{н1}$ на вылете c и $G_{н2}$ на вылете b) в положении дальнего транспорта:

$$G_1 = 0,5 \frac{1}{L} [G_{f1}(L+c) + G \cdot a - G_{f2} \cdot b];$$

$$G_2 = 0,5(G + G_{f1} + G_{f2} - G_1);$$

$$G_2^a = G_2^a = \frac{1}{2} G_2 - \ddot{a} \ddot{y} - \ddot{n} \ddot{o} \ddot{a} \hat{u} - 6 \hat{E} 6$$

где a – расстояние от центра масс трактора до заднего моста.

Режим работы навесного многооперационного агрегата на так называемом дальнем транспорте, то есть в период переездов с участка на участок, рассматривается по причине существенно большей скорости движения (до 37...50 км/час), большей динамической нагруженности колёс движителя полноприводного трактора и необходимости в связи с этим повышать давление воздуха в шинах. Тогда как при работе на поле на скоростях до 12..15 км/час технологическое оборудование дополнительно опирается на свои колеса. Давление в шинах трактора уменьшают, чтобы обеспечить меньшие давления на почву, повышение показателей тягово-сцепных свойств и, в результате, повышение проходимости, снижение буксования и повышение технико-экономических показателей МТА в целом.

Таблица 1. Константы аппроксимации для шин колесных тракторов

Шина	Модель	Диск	$v_{1j} \frac{1}{m}$	$v_{2j} \frac{1}{m}$	$2 \cdot r_{jc}$, мм
11,2 – 20	Ф-35	W8	-8,063	5,067	985±9
16,0 – 20	Ф-64	DW13	-0,534	3,353	1095±6
15,5R38	Ф-62	DW14L	-2,283	1,142	1600±16
16,9R38	Ф-52	W15L	-2,097	1,048	1685±25
18,4R34	Ф-44	DW16	-2,059	1,029	1705±25

Для трактора по схеме БКБ с полугусеничным обводом на задних тандемных балансирах ведущих колес надевание полугусеничного обвода происходит при подспущенных шинах. А для работы давление в шинах повышают и полугусеничный ход прочно удерживается на шинах. В последнем случае особенно важен подбор таких пар шин, которые имеют минимальные различия в параметрах даже в рамках технологических допусков на изготовление. Иначе надежность работы таких тандемных пар будет недостаточной.

Используя приведенные формулы и значения V_1 и V_2 , рассматриваем влияние сочетаний G , G_{n1} , G_{n2} , P_w для конкретного трактора и состава МТА, при различных реальных комбинациях перечисленных параметров, одинаковых и разных размерах шин, на величины k_{n12} , k_{n32} . Это необходимо, чтобы определить диапазоны изменения перечисленных влияющих факторов, при которых k_{n12} , k_{n13} близки к нулю, а КПД ходовой системы агрегата будет наибольшим, при прочих равных условиях.

Зная r_j^0 и для конкретных шин – зависимости $\lambda_j(G_j, p_{wj})$, отражающие характер взаимодействия j -ой шины с опорной поверхностью в зависимости академика Е.А. Чудакова

$$r_j = r_j^0 - \lambda_j(G_j, p_{wj}) \cdot M_j,$$

можно рассчитать распределение крутящих моментов по колесам различных мостов тракторного агрегата по полученной формуле, считая, что все шины должны работать на начальных, близких к линейным, участках базовой характеристики шины $r_j(M_j)$:

$$M_j = \frac{u_j \cdot M_0 + \sum_{i=1, i \neq j}^m \left(\frac{r_j \cdot u_i - r_i^0 \cdot u_j}{u_i \cdot \lambda_i} \right)}{1 + \lambda_j \cdot \sum_{i=1, i \neq j}^m \left(\frac{1}{\lambda_i} \right)},$$

где M_j – крутящий момент на колесе с номером j ; m – количество i -ых ведущих колёс; M_0 – момент на раздаточном устройстве; r_i^0 , r_j^0 – радиусы качения колёс в ведомом режиме; u_i , u_j – передаточные отношения ветвей трансмиссии – приводов к различным мостам движителя.

Обработка с использованием метода наименьших квадратов результатов испытаний тракторных шин по определению r_j^0 , при различных внутренних давлениях и нагрузках, позволила получить зависимости $\lambda_j(G_j, p_{wj})$ для ряда шин колесных тракторов. Известно, что такие зависимости можно аппроксимировать моделирующим выражением вида

$$\lambda_j(G_j, p_{wj}) = \lambda_j^* \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{G_j^*}{G_j} \right) \cdot \frac{p_{wj}}{p_{wj}^*} \right],$$

где λ_j^* , в мм/кН*м – характеристическое значение коэффициента тангенциальной эластичности пятна-контакта j -го колеса, оборудованного шиной, с опорной поверхностью, при номинальных давлении воздуха p_{wj}^* в шине и нормальной на нее нагрузке

G_j^* . При эксплуатационных изменениях G_j и p_{wj} эти зависимости для шин универсально-пропашных тракторов показаны на рисунке 1.

Зная G_j и жёсткостные параметры шин, по известной формуле Р. Хедекеля (или по более точной формуле В.Л. Бидермана) определяем нормальный прогиб шины h_z , что, далее, позволяет оценить и средние давления шин на грунт [4]:

$$h_z = \frac{G_j}{\pi \cdot p_{wj} \sqrt{B_j D_j}}.$$

По значениям средних давлений на опорную поверхность судят об опорной проходимости тракторного агрегата, кроме того, этот показатель необходим и при оценке допустимой навесоспособности энергетического средства в составе создаваемого навесного агрегата (смотри работы [4-5]). Таким образом, сформирована методика и получены необходимые данные, которые позволяют оценивать влияние p_{wj} и G_j на параметры k_{nij} и M_j , определяющие тяговую эффективность трактора. С помощью данной методики проводят многовариантный предпроектный анализ трактора и МТА на его базе с эшелонированной навеской, при поиске рациональных проектных параметров создаваемого трактора, а также при согласовании агрегатирования трактора с технологическими машинами и оборудованием.

Расчеты по предложенной методике

С целью создания удобного инженерного инструментария по предложенной методике разработано программное приложение в технологии программного продукта MATHCAD-2003. Оно позволяет выполнять многовариантный анализ распределения нагрузок в заблокированном приводе ведущих колес навесного агрегата на базе полноприводного колесного энергетического средства. Аргументами исследования могут быть практически все параметры навесного агрегата или варианты их сочетаний. Кроме того, программное приложение применимо для любых двигателей и структуры передаточных отношений трансмиссии энергетического средства, то есть является достаточно универсальным.

Для правильного задания исходных данных по двигателю необходимо иметь его скоростную характеристику, либо построить ее по главным параметрам двигателя, предполагаемого к установке на тягово-энергетическое средство. Программа автоматически строит графики зависимостей по определяемым пользователем массивам исходных

данных, а также строит фазовые портреты для выбранных пар или наборов фазовых координат.

На рисунках 1 и 2 показаны в качестве примера результаты вариантных расчетов по приведенным ранее выражениям для реального набора значений исходных данных.

На рисунке 1 представлены графики зависимостей радиусов качения ведущих колес в ведомом режиме от внутришинного давления.

На рисунке 2 представлены графики зависимостей коэффициентов $\lambda_j(G_j, p_{wj})$ для ведущих колес от нормальной нагрузки и внутришинного давления, а также соответствующее ранее приведенным исходным данным распределение крутящих моментов по колесам ведущих мостов.

Как следует из графиков, радиусы качения колес в ведомом режиме нелинейно зависят от давления воздуха в шинах, что и наблюдается при их экспериментальном определении. Коэффициенты $\lambda_j(G_j, p_{wj})$, в свою очередь, нелинейно зависят от нормальной нагрузки на шину, что также соответствует

опытным данным. Отмеченные зависимости приводят и к нелинейности в процесс перераспределения крутящих моментов в заблокированной трансмиссии тягово-энергетического средства (рисунок 2).

Полученные выражения позволили также оценить изменение кинематического рассогласования k_{r12} окружных скоростей ведущих колес движителя агрегата в зависимости от изменения влияющих факторов. На рисунке 1 показано влияние давления в шинах колес переднего моста на упомянутую величину. Как следует из рисунка, кинематическое рассогласование имеет отрицательный знак, то есть передние колеса являются забегающими, причем с ростом давления процесс усугубляется. Поэтому для достижения нулевого значения кинематического рассогласования окажется необходимым изменять параметры навески, а на стадии создания тягово-энергетического средства – изменять передаточные отношения к ведущим колесам, либо подбирать другие шины.

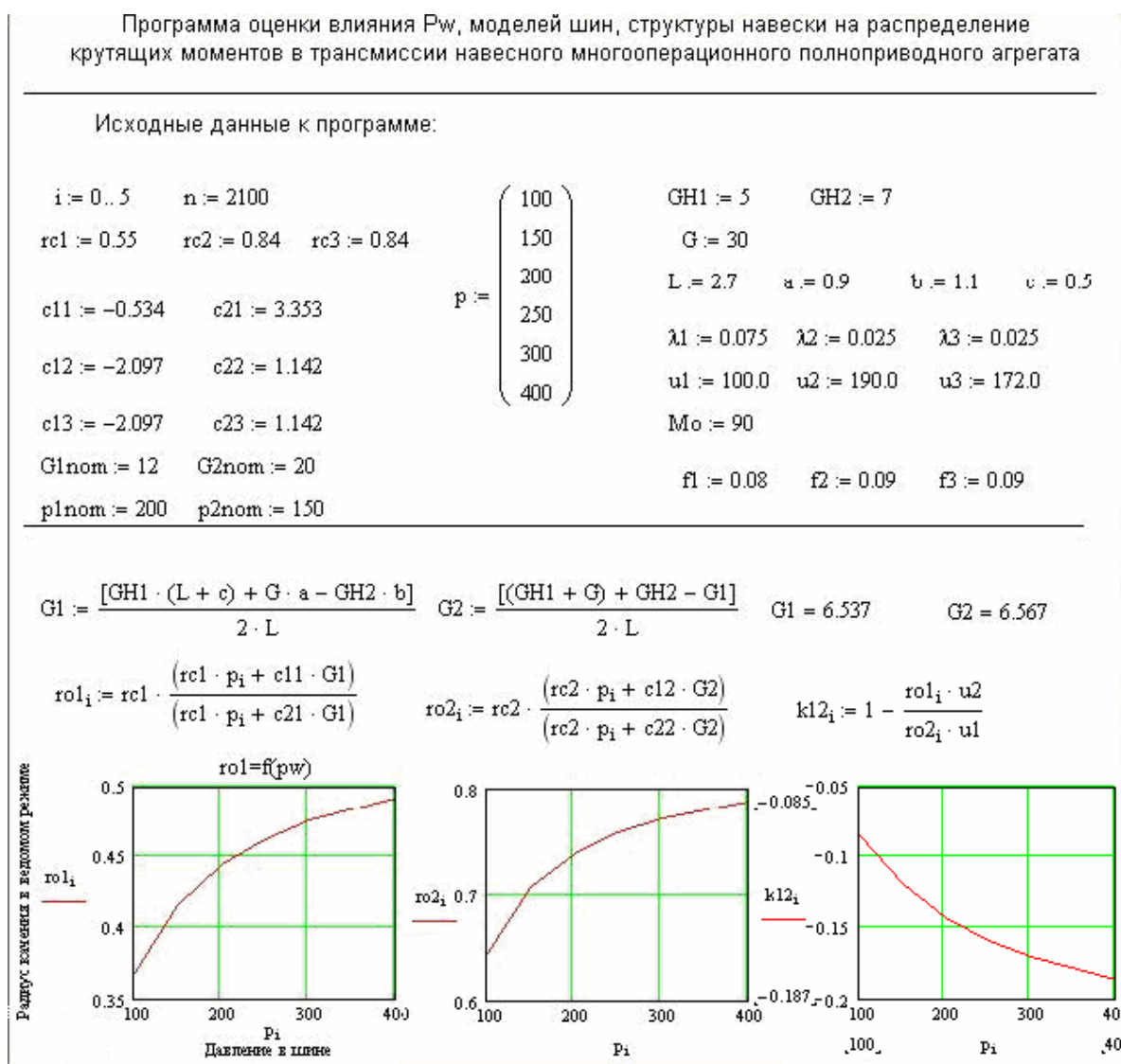


Рис. 1. Фрагмент программы с исходными данными и частью расчета для навесного агрегата на базе энергетического средства с колесной формулой 4К4.

Fig. 1. The fragment of the program with the initial data and a part of calculation for the hinged unit on the basis of power means with the wheel formula 4K4

$$\lambda_{1i} := \lambda_1 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{G1nom}{G1} \right) \cdot \frac{p_i}{p1nom} \right]$$

$$M_{1i} := \frac{u1 \cdot Mo + \frac{(ro1_i \cdot u2 - ro2_i \cdot u1)}{u2 \cdot \lambda_{2i}}}{1 + \frac{\lambda_{1i}}{\lambda_{2i}}}$$

$$p2 := 270$$

$$\lambda_{2i} := \lambda_2 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{G2nom}{G2} \right) \cdot \frac{p_2}{p2nom} \right]$$

$$M_{2i} := \frac{u2 \cdot Mo + \frac{(ro2_i \cdot u1 - ro1_i \cdot u2)}{u1 \cdot \lambda_{1i}}}{1 + \frac{\lambda_{2i}}{\lambda_{1i}}}$$

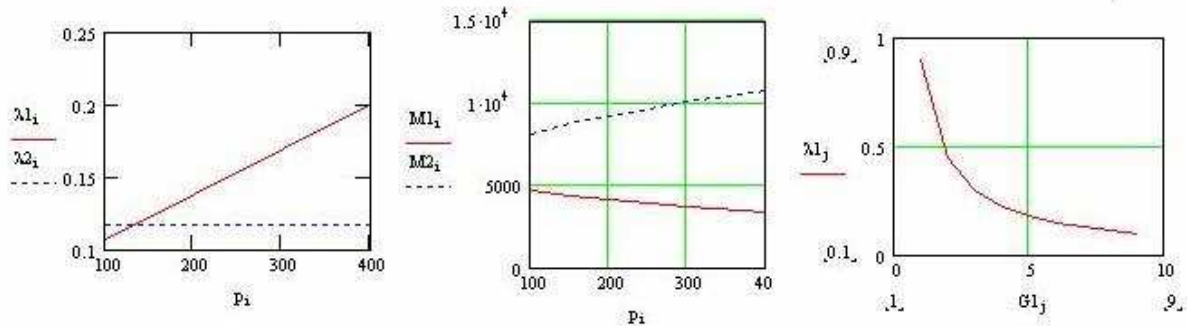


Рис. 2. Фрагмент программы с графиками $\lambda_j(G_j, p_{wj})$ и $M_j(p_{wj})$ для навесного агрегата с колесной формулой 4К4.
 Fig. 2. The fragment of the program with schedules $\lambda_j(G_j, p_{wj})$ and $M_j(p_{wj})$ for the unit with the wheel formula 4K4

В целом, полученные расчетные результаты правильно отражают характер происходящих процессов в трансмиссии навесного агрегата на базе полноприводного тягово-энергетического средства при изменении внутриштинного давления и параметров агрегируемых навесных сельскохозяйственных орудий.

Выводы

Разработанная методика параметрического анализа распределения нагрузок в трансмиссии полноприводных тягово-энергетических средств с системой подкачки шин при работе с различными навесными орудиями в составе многооперационного сельскохозяйственного агрегата адекватно отражает процессы в заблокированной трансмиссии, а программное приложение, реализующее методику, представляет собой удобный инженерный инструмент для проведения исследований на стадии создания новых сельскохозяйственных агрегатов.

Conclusion

The developed technique of the parametrical analysis of distribution of loadings in transmission of traction power means with all driving wheels with system of inflating of trunks at work with the various attached instruments in structure of the multioperational agricultural unit adequately reflects processes in the blocked transmission,

and the program appendix realizing a technique, represents convenient engineering toolkit for carrying out of researches at a stage of creation of new agricultural units.

Литература

- [1] Tajanowski G., Tanaś W., 2004: Principles and problems of the tractors transport-pull units unitization analysis. Commission of motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin
- [2] Tajanowski G., Tanaś W., 2004: the Estimation of distribution of traction forces on wheels of multibridge traction means. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin
- [3] Red. Krasowski E. Kinematyka i dynamika agregatów maszynowych. Działy wybrane. Ropczyce 2005 Wyższa Szkoła Inżynieryjno-Ekonomiczna w Ropczycach
- [4] Tajanowski G., Tanaś W., 2006: the Account of dynamics of fluctuations of a tractor in an estimation of his ability to connection of cargoes and loadings of bridges. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin
- [5] Tajanowski G., 1999: the Dynamic passport of the transport-technological multibridge unit. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin.