

УДК 630*36

Д.Г. Шимкович

Шимкович Дмитрий Григорьевич родился в 1952 г., окончил в 1976 г. Московское высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры теории и конструирования машин Московского государственного университета леса. Имеет около 60 научных трудов в области механики, многокритериальной оптимизации, проектирования лесозаготовительного оборудования.



О СООТНОШЕНИЯХ ДЛЯ ОЦЕНКИ СИЛОВЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАНИПУЛЯТОРОВ НА НАЧАЛЬНЫХ СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Предложен ряд соотношений, удобных для оценки на начальных стадиях проектирования силовых и конструктивных параметров грузоподъемных гидравлических манипуляторов.

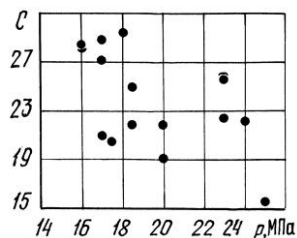
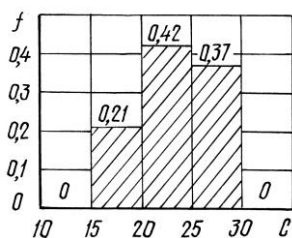
грузоподъемные манипуляторы, проектирование, оценка массы манипуляторов и грузоподъемные моменты, корреляционные оценки.

При решении задач проектирования грузоподъемных манипуляторов и лесозаготовительных машин манипуляторного типа возникает необходимость в определении сравнительно простых соотношений для оценки ряда параметров манипулятора до разработки его конструкции: массы манипулятора и его звеньев, требуемого момента поворота, массы рабочих органов и др. по заданным значениям основных параметров: максимального вылета L и грузоподъемного момента $M = GL$, где G – грузоподъемная сила, $G = Qg$; Q – грузоподъемность манипулятора, $Q = m_{з\gamma} + m_{гр}$; $m_{з\gamma}$ – масса навесного захватного устройства (рабочего органа), $m_{гр}$ – масса расчетного груза.

Оценка массы манипулятора. Соотношение для оценки массы всего манипулятора (без навесного рабочего органа) можно получить из следующих соображений. Основу конструкции грузоподъемных манипуляторов, используемых в лесной промышленности, составляют балки коробчатого типа с площадью поперечного сечения A , пропорциональной квадратному корню из величины изгибающего момента [4]; данный момент, в свою очередь, пропорционален грузоподъемному моменту M , т. е. $A \sim \sqrt{M}$. Тогда масса коробчатой балки длиной L будет пропорциональна произведению $L\sqrt{M}$. Следовательно, массу m манипулятора в зависимости от L и M можно представить в виде

$$m = C L \sqrt{M}, \quad (1)$$

где C – некоторый коэффициент массы, зависящий от конструктивных особенностей: используемых материалов, принятых толщин стенок и



формы балок, давления в гидросистеме и др.

Страна	Марка манипулятора	M , кН·м	L , м	m , кг	$M_{\text{п}}$, кН·м	p , МПа	C
Россия	ЛВ-191	30	5,2	-	10,0	16,0	-
	ЛВ-184	50	6,0	1190	-	16,0	28,0
	ЛВ-185	75	7,3	1850	16,0	18,0	29,3
	УМ-110	110	8,8	1750	24,0	20,0	19,0
	СФ-65С	65	7,1	1650	16,0	17,0	28,8
Финляндия	LOGLIFT 40S	36	6,5	820	13,0	17,0	21,0
	LOGLIFT 60S	60	7,0	1180	14,0	20,0	21,8
	LOGLIFT F65S	65	7,1	1550	16,0	17,0	27,1
	LOGLIFT F81S	79	7,5	1660	17,3	18,5	24,9
	LOGLIFT F81ST	73	9,6	1790	17,3	18,5	21,8
	LOGLIFT F130S	130	8,0	2040	25,8	23,0	22,4
	LOGLIFT SuperGS	150	8,7	2350	31,0	24,0	22,0
	LOGLIFT 240S	230	7,8	1830	42,0	25,0	15,5
	LOGLIFT F300S	255	8,1	2850	47,0	24,0	22,0
Швеция	JONSERED 590	50	8,6	1240	13,0	17,5	20,4
	JONSERED 790	70	7,5	1600	20,0	23,0	25,5
	JONSERED 990	90	7,9	1925	21,0	23,0	25,7
	HIAB 071	70	7,2	1085	-	-	18,0
	HIAB 090	80	7,2	1225	-	-	19,0
Болгария	Шипка 2540-Н	25	5,0	710	-	16,0	28,4

Примечание. $M_{\text{п}}$ – момент поворота манипулятора; p – давление в гидросистеме.

Рис. 1.

Рис. 2.

В таблице приведены значения коэффициента $C = m/L\sqrt{M}$ для ряда существующих манипуляторов. На рис. 1 показана гистограмма его распределения $C(f)$, где f – коэффициент трения для опор скольжения сталь – бронза. Как видно, коэффициент массы манипуляторов данного типа изменяется в пределах 15 ... 30, со средними значениями 20 ... 25, которые можно использовать при оценке массы манипулятора на начальных стадиях проектирования. Размерность величин в формуле (1): L – м, M – кН·м,

m – кг. Коэффициент C можно также применять для оценки качества конструкции спроектированного манипулятора.

На рис. 2 приведены данные таблицы в координатах C и p . Хотя коэффициент корреляции ($-0,3$) этих величин невысок, однако достаточно отчетливо прослеживается тенденция снижения коэффициента массы манипулятора с ростом давления в гидросистеме, что обусловлено уменьшением массы гидроцилиндров и другой гидроаппаратуры при увеличении давления.

Отметим, что формула, подобная (1), ранее была приведена в [2], однако без обоснования ее вида.

Оценка массы звеньев манипулятора. Масса манипулятора выражается суммой масс его конструктивных элементов:

$$m = m_{\text{оп}} + m_0 + m_1 + m_2, \quad (2)$$

где $m_{\text{оп}}$ – масса опорно-поворотного устройства;

m_0 – масса колонны;

m_1 – масса стрелы;

m_2 – масса рукояти манипулятора.

В данные величины входят также массы соответствующих присоединяемых гидродвигателей, трубопроводов и т. д.

Основной силовой фактор – изгибающий момент в вертикальной плоскости в звеньях манипулятора (рукоять и стрела) при трехшарнирной подвеске рабочего органа изменяется примерно пропорционально расстоянию от конца манипулятора, поэтому соотношение M_1/M_2 максимальных изгибающих моментов в стреле и рукояти манипулятора

$$\frac{M_2}{M_1} \approx \frac{l_2}{L} \approx \frac{l_2}{l_1 + l_2} = \frac{1}{1 + \mu'}, \quad (3)$$

где l_1 – длина стрелы;

l_2 – длина рукояти;

μ – относительная длина стрелы, $\mu = l_1/l_2$; для существующих манипуляторов $\mu = 0,8 \dots 1,6$.

При выводе формулы (3) учтено, что $L \approx l_1 + l_2$, откуда, задавшись значением μ , можно получить оценки длин звеньев соответственно рукояти и стрелы:

$$l_2 \approx \frac{L}{1 + \mu}; \quad l_1 = \mu l_2. \quad (4)$$

С учетом (3) найдем соотношение масс стрелы и рукояти коробчатой конструкции:

$$\frac{m_2}{m_1} \approx \frac{l_2 \sqrt{M_2}}{l_1 \sqrt{M_1}} = \frac{1}{\mu \sqrt{1 + \mu}}. \quad (5)$$

Обозначим $\bar{m}_1 = m_1/l_1$ – средняя погонная масса стрелы; $\bar{m}_2 = m_2/l_2$ – средняя погонная масса рукояти. Тогда из (5) получим соотношение для погонных масс:

$$\frac{\bar{m}_2}{\bar{m}_1} = \frac{1}{\sqrt{1+\mu}}. \quad (6)$$

Погонная масса колонны манипуляторов (без опорно-поворотного устройства) оказывается примерно на 10% больше средней погонной массы стрелы вследствие отступления от оптимальных размеров поперечных сечений колонны для согласования их с диаметром вала механизма поворота. С учетом этого выражение для массы колонны можно записать в виде

$$m_0 = \alpha \bar{m}_1 l_0, \quad (7)$$

где $\alpha \approx 1,1$;

l_0 – длина колонны.

Диаметр опорно-поворотного устройства с наиболее распространенным механизмом поворота реечно-шестеренного типа можно оценить из расчета на изгиб моментом M :

$$D = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma]}},$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение, $[\sigma] \approx 30 \dots 40$ МПа.

Высота H механизма поворота по статистике для существующих манипуляторов составляет $H = (1,5 \dots 2,0)D$. Тогда масса механизма поворота будет пропорциональна D^3 , т. е.

$$m_{\text{оп}} \approx C_{\text{оп}} M, \quad (8)$$

где C – коэффициент пропорциональности, полученный на основе данных для существующих манипуляторов (ЛВ-184, ЛВ-185), $C \approx 5 \dots 6$.

Используя выражения (4)–(7), из формулы (2) получаем оценку погонной массы стрелы:

$$\bar{m}_1 = \frac{m - m_{\text{оп}}}{\alpha l_0 + l_1 + \frac{l_2}{\sqrt{1+\mu}}}, \quad (9)$$

на основе которой можно подсчитать по приведенным формулам массу колонны, стрелы и рукояти. Координаты центров масс стрелы и рукояти составляют примерно 0,30 ... 0,45 от длин этих звеньев.

Оценка момента поворота манипулятора. Требуемый момент поворота манипулятора M_n определяют по формуле

$$M_n = M_b + M_{\text{ин}} + M_{\text{тр}}, \quad (10)$$

где M_b – момент от ветровой нагрузки;

$M_{\text{ин}}$ – момент от сил инерции конструкции манипулятора и груза;

$M_{\text{тр}}$ – момент от сил трения в опорах.

Оценка момента от ветровой нагрузки: $M_B \approx F_B L$, где F_B – ветровая нагрузка на груз, $F_B = p_B A_{гр}$; p_B – расчетное давление ветра [3], $p_B = 150 \text{ Н/м}^2$; $A_{гр}$ – площадь миделя груза, для манипуляторов грузоподъемностью 0,5 ... 3,0 т $A_{гр} = 2,0 \dots 5,3 \text{ м}^2$ [3], т. е. $F_B = 300 \dots 800 \text{ Н}$ или $F_B = 500 \dots 800 \text{ Н}$, так как по ГОСТ 1451-77 при расчетах должны использоваться значения $F_B \geq 500 \text{ Н}$. Тогда при вылетах $L = 5 \dots 10 \text{ м}$

$$M_B = 2,5 \dots 8,0 \text{ кН}\cdot\text{м}. \quad (11)$$

Момент от сил инерции с учетом только массы груза и захватного устройства $M_{ин} = I\varepsilon$, где I – момент инерции груза и захватного устройства (момент инерции конструкции манипулятора не превышает 10% от данной величины [5]), $I = QL^2$; ε – угловое ускорение при повороте манипулятора.

Угловое ускорение ε оценим из условия $\varepsilon = \frac{a^\tau}{L} = \frac{g}{L} \frac{a^\tau}{g} \leq \frac{g}{L} \left[\frac{a^\tau}{g} \right]$, где a^τ – касательное ускорение груза; $[a^\tau/g]$ – допустимое [1] относительное касательное ускорение груза при торможении (разгоне) манипулятора, $[a^\tau/g] = 0,10 \dots 0,15$. Тогда получаем следующую оценку момента от сил инерции:

$$M_{ин} = I\varepsilon = QL^2 \frac{g}{L} \left[\frac{a^\tau}{g} \right] = GL \left[\frac{a^\tau}{g} \right] = (0,10 \dots 0,15)M. \quad (12)$$

Момент сил трения в опорах вала механизма поворота (без учета момента трения в опоре, воспринимающей вертикальную нагрузку, составляющего около 10% от данной величины [5]),

$$M_{тр} = NfD_B = \frac{(1+C_M)M}{H_B} fD_B = (0,05 \dots 0,06)M, \quad (13)$$

где N – нормальные реакции в опорах вала механизма поворота,

$$N = \frac{(1+C_M)M}{H_B};$$

C_M – доля момента сил тяжести конструкции манипулятора от грузоподъемного момента, $C_M = 0,07 \dots 0,20$;

$$f \approx 0,08;$$

D_B, H_B – диаметр вала механизма поворота и расстояние между опорами вала, $H_B/D_B = 1,5 \dots 2,0$.

Подставляя соотношения (11)–(13) в (10), получаем формулу для расчета требуемого момента поворота манипулятора по заданной величине грузоподъемного момента:

$$M_{п} = (2,5 \dots 8,0) + (0,15 \dots 0,21)M, \quad (14)$$

или, в среднем,

$$M_{п} = 5,0 + 0,18M. \quad (15)$$

На рис. 3 представлено сравнение расчетных значений минимального и максималь-

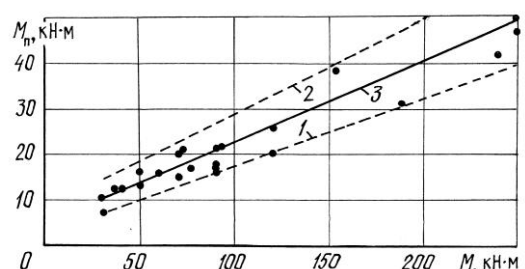


Рис. 3.

ного значений моментов поворота, рассчитываемых по формулам (14), – пунктирные линии 1 и 2, а также среднего момента, определяемого по формуле (15), – сплошная линия 3, со значениями момента поворота существующих манипуляторов (нанесены точками). Как видно, данные формулы позволяют весьма точно оценивать момент поворота манипулятора только по его грузоподъемному моменту без разработки конструкции манипулятора и механизма поворота.

Корреляционные оценки масс навесных рабочих органов. Основными видами рабочих органов, навешиваемых на манипуляторы, используемые в лесозаготовительной промышленности, являются грейферные захваты с площадью зева, как правило, до 0,8 ... 1,0 м² и хваточно-срезающие устройства (ЗСУ).

Масса $m_{з\gamma}$ грейферных захватов указанного типа составляет

$$m_{з\gamma} = (0,1 \dots 0,3) Q. \quad (16)$$

Массу ЗСУ или харвестера (хваточно-срезающего сучкорезно-раскряжевочного устройства) для валочных машин манипуляторного типа, работающих по принципу валки срезанного дерева на землю, можно оценить по следующей корреляционной формуле:

$$m_{зсу} = 17,5 d_0 - (200 \dots 400), \quad (17)$$

где d_0 – диаметр расчетного (наибольшего) дерева у комля, см.

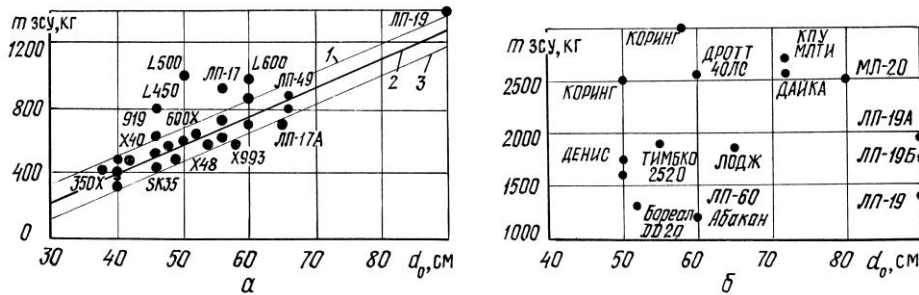


Рис. 4.

Данная формула получена на основе обработки данных для отечественных и зарубежных валочных головок (рис. 4, а; 1 – $m_{зсу} = 17,5 d_0 - 200$ кг; 2 – $m_{зсу} = 17,5 d_0 - 300$ кг; 3 – $m_{зсу} = 17,5 d_0 - 400$ кг).

Для масс ЗСУ валочных машин, работающих по принципу подъема и переноса дерева после срезания (валочно-пакетирующие машины), как видно из рис. 4, б характерен большой разброс – $m_{зсу} = 1300 \dots 3000$ кг, в зависимости от конструктивных особенностей и типа срезающего устройства (цепные пильные, ножевые, с фрезой и т. д.). В среднем масса ЗСУ составляет примерно 2000 кг; более точные оценки рациональнее осуществлять по прототипу.

Таким образом, приведенные в работе формулы позволяют оценивать ряд важных параметров манипуляторов и их элементов до разработки

конструкции. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании грузоподъемных и лесосечных машин манипуляторного типа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Абрамович И.И., Березин В.Н., Яуре А.Г.* Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник. – М.: Машиностроение, 1989. – 360 с.
2. *Гончаренко Н.Т., Алферьев Н.И., Сафин Н.У.* Исследование и оптимизация параметрического ряда манипуляторов для лесозаготовок // Комплексная механизация лесозаготовок: Сб. науч. тр. – Химки: ЦНИИМЭ, 1982. – С. 79–86.
3. ГОСТ 1451–77. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 18 с.
4. *Шимкович Д.Г.* Расчет и проектирование металлоконструкций лесных машин. Ч. 1, 2. – М.: МЛТИ, 1992. Ч. 1 – 60 с., ч. 2 – 88 с.
5. *Шимкович Д.Г.* Проектирование механизма поворота гидравлического манипулятора. – М.: МГУЛ, 1994. – 40 с.

Московский государственный университет леса

Поступила 10.02.98

D.G. Shimkovich

On Ratios for Evaluating Power and Design Factors of Lifting Manipulators at the Initial Stages of Designing

A number of ratios are offered for evaluating power and design factors of lifting hydraulic manipulators at the initial stage of designing.
