

УДК 621.873:621.833

Семенюк В.Ф., д.т.н.; Вудвуд А.Н.; Кнюх А.Б.

Одесский национальный политехнический университет

ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗБИВКИ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА МОСТОВЫХ КРАНОВ МЕЖДУ СТУПЕНЯМИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

Аннотация. В статье проведена оценка параметров редуктора механизма подъема крана, которые влияют на динамические нагрузки и КПД при переходных режимах, рассмотрен способ оптимизации разбивки передаточного отношения редуктора механизма подъема крана с учетом минимального приведенного к валу двигателя момента инерции, предложена формула для его определения.

Ключевые слова: редуктор, передаточное отношение, механизм подъема крана, КПД.

Анотація. У статті проведена оцінка параметрів редуктора механізму підйому крана, які впливають на динамічні навантаження і ККД при перехідних режимах, розглянуто спосіб оптимізації розбиття передаточного відношення редуктора механізму підйому крана з урахуванням мінімального приведенного до валу двигуна моменту інерції, запропонована формула для його визначення.

Ключові слова: редуктор, передаточне відношення, механізм підйому крана, ККД.

Inhaltsangabe. Im vorliegenden Artikel wurden die Parameter des Reduktors vom Hubwerk eines Kranes bewertet, die die dynamische Belastung und die Effizienz im Übergangsbetrieb beeinflussen, dabei wurde die Optimierungsmethode der Verteilung des Übersetzungsverhältnisses des Reduktors vom Hubwerk eines Kranes unter der Berücksichtigung des Trägheitsmoments der Motorwelle betrachtet sowie auch die Formel für seine Bestimmung angeboten.

Stichwörter: Reduktor, Übersetzungsverhältnis, Hubwerk des Kranes, Effizienz.

Важным направлением совершенствования грузоподъемных кранов является увеличение их производительности, от которой зависит, в известной степени, успех работы промышленности, транспорта и строительства.

Для увеличения производительности грузоподъемных машин необходимо уменьшать, при прочих равных условиях время пуска и

время торможения. Уменьшение времени пуска и времени торможения приводит к увеличению динамических нагрузок механизмов машины, так как для достижения рабочей скорости машины в этом случае необходимо увеличивать ускорение (замедление) в указанные периоды.

Увеличение динамических нагрузок во время пуска приводит к уменьшению коэффициента полезного действия машины в этот период и, соответственно, общего КПД машины за цикл работы.

Оценка влияния динамики пуска на КПД механизма подъема мостовых кранов показывает, что одним из способов повышения КПД может быть способ уменьшения моментов инерции масс деталей, расположенных на тихоходных валах механизма подъема. Для реализации этого способа необходимо найти такое соотношение между передаточными числами ступеней зубчатой передачи редуктора, при котором приведенный на валу двигателя момент инерции масс зубчатых колёс редуктора будет минимальным.

Разбивка общего передаточного числа редуктора между ступенями зубчатых передач заметно влияет на размеры и массу редуктора. Эту разбивку производят исходя из следующих условий [1, 2, 3]:

- минимальная длина корпуса;
- наименьшая масса зубчатых колёс;
- равнопрочность поверхностей зубьев (при одинаковых механических свойствах материала колес обеих ступеней);
- погружение колёс всех ступеней в масляную ванну.

Проведем разбивку общего передаточного числа двухступенчатого редуктора механизма подъема мостовых кранов между ступенями зубчатых цилиндрических передач, исходя из наименьшей массы зубчатых колёс и, соответственно, минимального на валу двигателя момента инерции масс зубчатых колёс редуктора.

Приведение движущихся сосредоточенных масс механизма к какому-либо валу производят на основе постоянства кинетической энергии механизма в реальной системе и в приведенной схеме с учетом потерь энергии от сил трения [4]. На рисунке - 1 представлена схема для приведения движущихся масс механизма подъема груза.

Уравнение для приведенного на валу двигателя момента инерции масс механизма подъема груза, представленного на рисунке - 1, с учетом потерь от сил трения с помощью КПД имеет вид:

$$I_{\text{п}} \frac{\omega_1^2}{2} = I_1 \frac{\omega_1^2}{2} + I_2 \frac{\omega_1^2}{2} + I_3 \frac{\omega_1^2}{2} + I_4 \frac{\omega_2^2}{2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{\omega_2^2}{2 \cdot \eta_2} + I_6 \frac{\omega_3^2}{2 \cdot \eta_2} + I_7 \frac{\omega_3^2}{2 \cdot \eta_3} + m_{\text{гп}} \frac{v_{\text{гп}}^2}{2 \cdot \eta_4}; \quad (1)$$

где, I_{Π} – момент инерции механизма приведенный к валу двигателя при пуске;

ω_1 , ω_2 и ω_3 – угловые скорости соответственно вала двигателя, промежуточного вала редуктора, барабана;

$I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, I_7$ – моменты инерции соответственно ротора двигателя, муфты с тормозным шкивом, шестерни и зубчатого колеса первой ступени редуктора, шестерни и зубчатого колеса второй ступени редуктора, барабана;

$v_{гр}$, $m_{гр}$ – соответственно скорость, масса поднимаемого груза;

η_1 – КПД первой ступени редуктора;

η_2 – КПД второй ступени редуктора;

η_3 – КПД механизма от барабана до вала двигателя;

η_4 – КПД механизма подъема, включая КПД полиспаста η_{Π} ; $\eta_4 = \eta_3 \cdot \eta_{\Pi}$

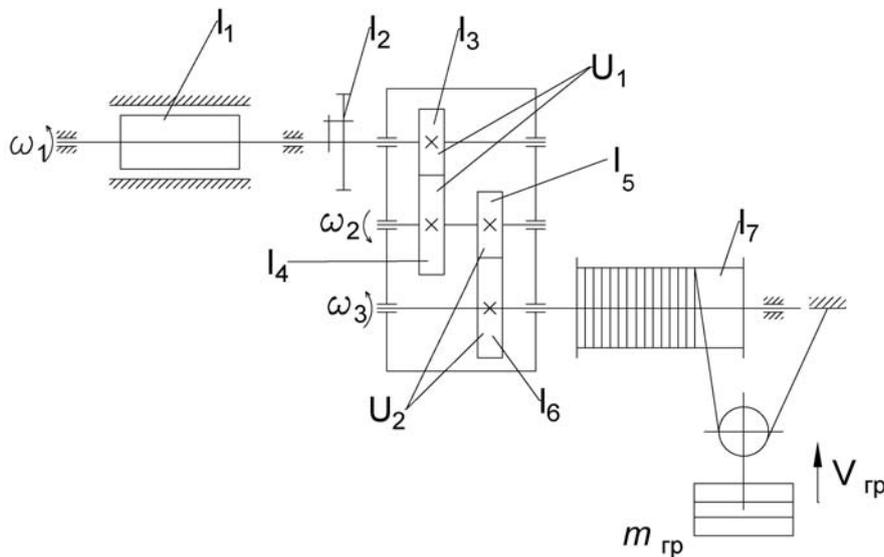


Рисунок – 1. Схема для приведения движущихся масс механизма подъема груза.

Подставляя в (1) $v_{гр} = \frac{\omega_1 \cdot r_6}{a \cdot u_1 \cdot u_2}$, $\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1}$ и $\omega_3 = \frac{\omega_1}{u_1 \cdot u_2}$, получаем:

$$I_{\Pi} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_6 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_2} + I_7 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_3} + m_{гр} \frac{1}{(a \cdot u_1 \cdot u_2) \cdot \eta_4}; \quad (2)$$

где, u_1 , u_2 – соответственно передаточные числа первой и второй ступенек редуктора;

r_6 – радиус барабана;

a – кратность полиспаста.

Приведенный момент инерции механизма подъема по выражению (2) будет иметь наименьшее значение при разбиении общего передаточного числа двухступенчатого редуктора в том случае, если будет выполнено условие

$$\left\{ I_3 + I_4 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_6 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_2} \right\} \Rightarrow \min \quad (3)$$

Преобразуем выражение (3), приняв, что момент инерции каждого из зубчатых колёс редуктора определяется по формуле [5]:

$$I = \frac{G \cdot D^2}{7 \cdot g}; \quad (4)$$

где, I – момент инерции массы зубчатого колеса, кгм · сек²

D – диаметр зубчатого колеса, м;

G – вес вращающегося зубчатого колеса, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Вес вращающегося зубчатого колеса можно определить как:

$$G = V \cdot \gamma; \quad (5)$$

где, $V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h$ – объем цилиндрического зубчатого колеса, м³;

h – ширина зубчатого колеса, м;

γ – удельный вес материала, кг/м³;

Приняв $h = D$ [6], $D_1 = D_3 \cdot u_1$; $D_6 = D_5 \cdot u_2$; $\eta_1 = \eta_2 = 1$ и подставить соответствующие значения $I_3 + I_4 + I_5 + I_6$ в (3), после преобразований получим:

$$\frac{\pi}{4 \cdot 7 \cdot g} \cdot \gamma \left[D_3^5 \cdot (1 + u_1^3) + D_5^5 \cdot \frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2^3) \right] \Rightarrow \min \quad (6)$$

Диаметры D_3 и D_5 зубчатых колёс определяем исходя из прочности зубьев по контактным напряжениям по заданным основным характеристикам:

- вращающему моменту T_1 на валу шестерни первой ступени редуктора и передаточному числу первой ступени u_1 ;

- вращающему моменту $T_2 = T_1 \cdot u_1$ на валу шестерни второй ступени редуктора и передаточному числу второй ступени u_2 ;

Диаметр шестерни первой ступени редуктора определяется как [7]:

$$D_3 = K_D \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2}} \cdot \sqrt{\frac{u_1 + 1}{u_1}}, \quad (7)$$

А диаметр шестерни второй ступени редуктора определяется аналогично:

$$D_5 = K_D \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot u_1 K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{u_2 + 1}{u_2}}, \quad (8)$$

После подстановки D_3 из (7) и D_5 из (8) в выражение (6) и после соответствующих преобразований получим:

$$\begin{aligned} & \frac{\pi}{4 \cdot 7 \cdot g} \cdot \gamma \cdot K_D^5 \cdot \left[\frac{T_1 \cdot K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot \\ & \cdot \left\{ \left[\frac{u_1 + 1}{u_1} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left[\frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot \right. \\ & \left. \cdot \left[\frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2^3) \right] \right\} \Rightarrow \min \quad (9) \end{aligned}$$

Выражение (9) будет иметь минимальное значение при условии:

$$\left\{ \left(\frac{u_1 + 1}{u_1} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left(\frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot \frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2^3) \right\} \Rightarrow \min \quad (10)$$

После преобразования выражение (10) будет иметь вид:

$$\left[\left(\frac{u_1 + 1}{u_1} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left(\frac{u_2 + 1}{u_2} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_2^3) \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{u_1}} \right] \Rightarrow \min \quad (11)$$

По выражению (11) определим при каких значения u_1 и u_2 приведенный момент инерции механизма подъема будет иметь минимальное значение для двухступенчатого редуктора с общим передаточным числом редуктора равным $u_{\text{общ}} = 40$.

Для двухступенчатых несоосных редукторов рекомендуют [6] обеспечивать равенство диаметров колес быстроходной и тихоходной ступени. Соответственно передаточное число быстроходной ступени:

$$u_6 = (0.75 \dots 1) \cdot \sqrt[3]{u_{\text{общ}}^2},$$

где коэффициент 0.75 принимают при переменном режиме работы, а коэффициент 1 – при постоянном режиме.

Воспользуемся этой рекомендацией и определим

$$u_1 = 0.75 \cdot \sqrt[3]{40^2} = 8.775,$$

тогда

$$u_2 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1} = \frac{40}{8.775} = 4.558.$$

Для первого варианта разбивки общего передаточного числа двухступенчатого редуктора принимаем:

1й вариант $u_1 = 9; u_2 = 4.5; u_{общ} = 40.5$, а для последующих вариантов принимает такие значения:

2й вариант $u_1 = 7; u_2 = 5.71; u_{общ} = 39.97$;

3й вариант $u_1 = u_2 = 6.325; u_{общ} = 40$;

4й вариант $u_1 = 5.71; u_2 = 7; u_{общ} = 39.97$;

5й вариант $u_1 = 4.5; u_2 = 9; u_{общ} = 40.5$;

Для каждого варианта вычислим значения выражения (11) и найдем отношение максимального значения к минимальному значению.

Результаты вычислений приведены в таблице - 1.

Таблица - 1

Вариант	u_1	u_2	Численное значение выражения (11)	Отношение максимального значения к минимальному
1	9	4,5	928,69	928,69/484,46=1,917
2	7	5,71	556,68	556,68/484,46=1,149
3	6,325	6,325	498,26	498,26/484,46=1,028
4	5,71	7	484,46	484,46/484,46=1,000
5	4,5	9	657,34	657,34/484,46=1,360

Анализ результатов вычислений, представленных в таблице 1, показывает, что приведенный момент инерции механизма подъема будет иметь минимальное значение для двухступенчатого редуктора с общим передаточным числом равным 40 в том случае, если общее передаточное число будет разделено по ступеням в отношении $u_1 = 5.71; u_2 = 7$ либо $u_1 = u_2 = 6.325$.

Для двухступенчатых цилиндрических редукторов выполненных по развернутой схеме, рекомендуется принимать передаточное число быстроходной ступени [3]:

$$u_6 = (1.2 \dots 1.25) \cdot \sqrt{u_{общ}} \tag{12}$$

при этом $u_6 = 7.59 \dots 7.90, u_7 = 5.27 \dots 5.06$.

Сравнивая численные значения, полученные по выражению (11) с рекомендациями по зависимостям (12) можно сделать вывод, что разбивка общего передаточного числа редуктора между ступенями зубчатых передач по (12) приводит к увеличению приведенного момента инерции механизма подъема на 20...25%.

Для двухступенчатых соосных редукторов обычно принимают [3].

$$u_6 \geq \sqrt{u_{\text{общ}}}, \quad (13)$$

При разбивке общего передаточного числа редуктора, когда $u_6 = u_T$, приведенный момент инерции механизма подъема близок к минимальному (см. таблицу 1)

Поэтому, исходя из критерия минимальности приведенного момента инерции механизма подъема, целесообразно применять двухступенчатые соосные редукторы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Борович Л. С. Влияние рационального выбора основных параметров редукторов и снижение их веса ЦНИИТМаш, «Повышение нагрузочной способности зубчатых передач и снижение их веса», кн. 81. Машгиз, 1956.
2. Ниберг Н. Я. Расчет редукторов. «Машиностроение», 1964.
3. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. Учебное пособие для машиностроительных вузов. Изд. 2-е, – М.: «Высшая школа», 1970.
4. Грузоподъемные машины. Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / Александров М. П. и др – М.: Машиностроение, 1986. – 400с., ил.
5. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак–М.: Издательство «Машиностроение». – 1968. – 332 с.
6. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для вузов. / Д.Н. Решетов – М.: Машиностроение, 1989. – 489 с.
7. Иванов М. Н. Детали машин. Учебник для вузов. / М.Н. Иванов. – М.: «Высшая школа», 1976. – 399с., ил.