

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКЦИОННОЙ ВСТАВКИ ПОВЕРХНОСТНОГО ПРИВОДА ВИНТОВОГО НАСОСА

Погорелов А.В., Киреев С.О., Лебедев А.Р., Корчагина М.В., Кадеров Х.К.

Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Аннотация. В статье рассматриваются несколько типов поверхностных приводов винтового насоса. Предложена методика автоматизации расчета основных параметров зубчатых передач редукционной вставки. Приводится пример работы системы автоматизированного расчета.

Ключевые слова: Автоматизация, винтовой поверхностный насос, редукторная вставка, САПР

DESIGN AUTOMATION OF GEAR REDUCING BOX OF THE SURFACE DRIVE SCREW PUMP

Pogorelov A. V., Kireev S. O., Lebedev A. R., Korchagina M. V., Kaderov H. K.

Don state technical University, Rostov-on-don, Russian Federation

Annotation. The article discusses several types of surface drives of a screw pump. A method for automating the calculation of the main parameters of gear of a gearbox is proposed. An example of the automated calculation system is given.

Keywords: automation, screw surface pump, gearbox, CAD

Наиболее распространенный поверхностный привод винтового насоса – привод с клиноременной передачей. Его регулирование ограничено числом шкивов, поставляемых в комплекте, а также трудоемкостью их замены.

Использование поверхностного привода с редукционной вставкой для винтового насоса позволяет существенно расширить диапазон регулирования привода за счет комбинации различных вариантов установки редукторной вставки на основной редуктор. При проектировании подобного устройства под конкретный винтовой насос с различными требованиями к скорости вращения выходного вала привода объем конструкторских работ увеличивается. Поэтому необходимо создать автоматизированный расчет основных параметров зубчатых передач редукторной вставки. В таком случае мы получаем универсальный инструмент, который упрощает и ускоряет расчет многократно.

В работе [1] был проведен анализ привода винтового насоса, принятого за прототип для дальнейшего совершенствования. Выполнен кинематический расчет привода, подбор передаточных отношений, построена сравнительная диаграмма. На следующем этапе работы необходимо выполнить автоматизированный расчет основных параметров зубчатых колес для построения 3D-модели.

Построение расчетных формул выполняем в документе «Фрагмент» в параметрическом режиме. Наиболее целесообразно для этой цели использовать Главный (пользовательский) раздел. Этот раздел не управляет непосредственно графическим изображением. Поэтому в нем можно беспрепятственно выполнять построение соотношений, формул, уравнений и т.д. При этом необходимо использовать синтаксис КОМПАС-3D. По аналогии с MS Excel программа позволяет в соответствии с созданной моделью расчета выполнить автоматический перерасчет при внесении изменений данных. Кроме того, в случае если некоторые данные являются константами, можно использовать таблицу переменных.

Используя окно, в столбце «Имя» задаем название параметров, которые будем рассчитывать. В столбце «Выражение» задаем исходные данные, либо формулу для расчета этого параметра. В столбце «Значение» будут указаны величины этих параметров, либо расчетное значение, если была указана формула. В столбце «Комментарий» указываем название расчетной величины для более быстрого поиска и изменения параметра в случае необходимости.

Исходными данными для проектирования являются мощность электродвигателя, передаточные отношения ступеней модульной вставки редуктора, подобранные и рассчитанные ранее.

Для расчета параметров зубчатых передач редуктора и модульной вставки используется инструмент «Функции». Используя рассчитанные ранее передаточные отношения зубчатых передач, мощность двигателя, числа оборотов валов определим остальные параметры, необходимые для построения зубчатых передач.

Последовательно вписываем параметры для первой и второй ступени, связывая последующую формулу с предыдущей для того, чтобы при изменении одного из параметров, автоматически выполнялся перерасчет.

Задаем первый параметр P_{dvig} - мощность электродвигателя, $P_{dvig} = 22$ кВт, с числом оборотов $n_1 = 980$ об/мин. Это исходные данные, в разделе «Выражение» указываем их фиксированными.

Задаем второй параметр T_1 , в графе «Выражение», указываем формулу для его расчета, учитывая синтаксис [2].

$$T_1 = (9550 \cdot P_1) / n_1$$

Если все указано верно, то в параметре «Имя», T_1 подсветится желтым цветом, а в графе «Значение» появится результат расчета.

$$T_1 = 210 \text{ Н/м}$$

Рассчитаем следующий параметр – предварительное межосевое расстояние, для этого назначаем имя «aw1_predv» и вписываем соответствующую формулу для расчета:

$$a_{w1_predv} = Ka * (u1 + 1) * ((0.5 * T1 * Khb) / (0.5 * Kba * \sigma_1^2 * u1))^{(1/3)}$$

После задания формулы, в столбце имя появятся неуказанные коэффициенты в расчете, их значения необходимо задать.

$$a_{w1_predv} = 124,7 \text{ мм}$$

Зададим новый параметр с именем «aw_1» - межосевое расстояние первой ступени, и впишем соответствующую формулу:

$$a_{w1} = \text{ROUND}(aw1_predv),$$

Команда «ROUND» округляет значение, указанное в формуле до ближайшего целого числа.

$$a_{w1} = 125 \text{ мм}$$

Зададим новый параметр $m1_rasch$ – расчетный модуль зубчатой передачи, и впишем соответствующую формулу для его расчета:

$$m1_rasch = (0.0180 * aw1_predv)$$

$$m1_rasch = 2,24$$

Создаем параметр m_1 – модуль зубчатой передачи, и командой ROUND округляем значение расчетного модуля до ближайшего целого числа, как было показано выше.

$$m_1 = 3$$

Создадим параметр $Z1_sum$ и рассчитаем суммарное количество зубьев первой ступени, и зададим соответствующую формулу:

$$Z1_sum = \text{ROUND}(2 * aw1_predv * \text{COSD}(B1_predv) / m1)$$

В графе «Имя» появится новый параметр $B1$ – угол наклона зубьев, указываем его значение, и выполнится перерасчет формулы.

$$Z1_sum = 82$$

Это означает, что суммарное количество зубьев передачи равно 82, теперь используя передаточное отношение, определим Z_1 и Z_2 – количество зубьев шестерни и колеса. Создадим параметры и внесем формулы:

$$Z_1 = \text{CEIL}(Z1_sum / (u1 + 1))$$

$$Z_1 = 35$$

$$Z_2 = Z1_sum - Z1 + 2$$

$$Z_2 = 49$$

Для того, чтобы получить целые числа в формулах Z_1 и Z_2 были добавлены корректировки.

Создадим параметр $u1_fact$ и проверим фактическое передаточное отношение передачи, внесем в него соответствующую формулу.

$$u1_fact = Z1 / Z2$$

$$u1_fact = 1,4$$

Полученное значение оказалось ровно таким же, какое и было выбрано для расчета изначально. Это означает, что расчет выполнен верно.

Расчет второй ступени выполняется аналогично первой. Создаем название в разделе и вписываем параметры. Передаточное отношение второй ступени используем подобранное – 1,6, и теперь рассчитаем остальные параметры.

Создадим параметр a_{w2} – межосевое расстояние второй ступени, и впишем соответствующую формулу:

$$a_{w2} = Ka * (u2 + 1) * ((0.5 * T2 * Khb) / (0.5 * Kba * \sigma_1^2 * u2))^{(1/3)}$$

$$a_{w2} = 194 \text{ мм}$$

Создадим параметр Z_3 и рассчитаем количество зубьев третьего колеса.

$$Z_3 = \text{ROUND}(Z2 * u2)$$

$$Z_3 = 78$$

Создадим параметр $u2_fact$ и рассчитаем фактическое передаточное отношение второй ступени, оно не должно отличаться от расчетного более чем на 5%.

$$u2_fact = Z3 / Z2 \quad u2_fact = 1,59$$

Полученное значение удовлетворяет требованиям.

Рассчитаем ширину зубчатого венца для каждого колеса.

Создадим параметры b_{k1} , b_{k2} , b_{k3} и внесем соответствующие формулы. Как правило, зубчатое колесо уже шестерни на 5-10 мм, в нашем случае, шестерней примем колесо 2. Зададим соответствующие формулы для расчета.

$$b_{k2} = \text{ROUND}(Kba * aw2)$$

$$b_{k1} = b_{k2} - 5 \quad b_{k1} = 55 \text{ мм}$$

$$b_{k2} = b_{k2} - 5 \quad b_{k2} = 60 \text{ мм}$$

Определим диаметры делительной окружности и окружности выступов, для создания моделей зубчатых колес.

Обозначим их как D_{del_Kx} и D_{e_Kx} , где x – номер зубчатого колеса, соответственно запишем формулы для расчета:

$$D_{delKx} = m_1 \cdot Z_x,$$

$$D_{e_Kx} = D_{del_kx} + 2m_1$$

$$D_{del_K1} = 105 \text{ мм}$$

$$D_{del_K2} = 147 \text{ мм}$$

$$D_{del_K3} = 234 \text{ мм}$$

$$D_{e_K1} = 111 \text{ мм}$$

$$D_{e_K2} = 153 \text{ мм}$$

$$D_{e_K3} = 240 \text{ мм}$$

В результате, получаем автоматизированный расчет (рис. 1), и данные для построения 3D-модели зубчатых колес редукционной вставки.

Имя	Выражение	Значение	Комментарий
Pervaya_stupen	1.0	1.0	РАСЧЕТ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ МОДУЛЬНОЙ ВСТАВКИ
Pdvig	22.0	22.0	Мощность электродвигателя, кВт
u1	1.40	1.40	Передаточное отношение первой ступени
T1	(9550*P1)/n1	210.1214	Крутящий момент на первом валу, Н/м
P1	Pdvig*0.99*0.99	21.5622	Передаваемая мощность на 1й вал, кВт
n1	980.0	980.0	Число оборотов на 1м валу, об/мин
sigma1	545.0	545.0	
Khb	1.10	1.10	
Ka	430.0	430.0	
Kba	0.3150	0.3150	
B1_predv	10.0	10.0	Угол наклона зубьев (предв.), град
aw1_predv	$Ka*(u1+1)*((0.5*T1*Khb)/(0.5*Kba*sigma1^2*u1))^{1/3}$	124.7068	Межосевое расстояние первой ступени (предв.), мм
aw1	ROUND(aw1_predv)	125.0	Межосевое расстояние первой ступени (принятое), мм
m1_rasch	$0.0180*aw1_predv$	2.2447	Нормальный модуль (расч.)
m1	3.0	3.0	Нормальный модуль (принятый)
Z1_sum	$ROUND(2*aw1_predv*COSD(B1_predv)/m1)$	82.0	Суммарное число зубьев первой ступени
Z1	$CEIL(Z1_sum/(u1+1))$	35.0	Число зубьев шестерни (K1)
Z2	$Z1_sum - Z1 + 2$	49.0	Число зубьев колеса (K2)
u1_fact	$Z2/Z1$	1.40	Фактическое передаточное отношение первой ступени
Vtoraya_stupen	1.0	1.0	РАСЧЕТ ВТОРОЙ СТУПЕНИ МОДУЛЬНОЙ ВСТАВКИ
u2	1.60	1.60	Передаточное отношение второй ступени
T2	$(9550*P2)/n2$	282.4915	Крутящий момент на втором валу, Н/м
P2	$P1*0.97*0.99$	20.7062	Передаваемая мощность на 2й вал, кВт
n2	$n1/u1$	700.0	Число оборотов на 2м валу, об/мин
aw2_predv	$Ka*(u2+1)*((0.5*T2*Khb)/(0.5*Kba*sigma1^2*u2))^{1/3}$	142.6155	Межосевое расстояние второй ступени (предв.), мм
aw2	$(Z2_sum*m1)/(2*COSD(B1))$	193.5976	Межосевое расстояние второй ступени (принятое), мм
Z3	ROUND(Z2*u2)	78.0	Число зубьев колеса (K3)
Z2_sum	ROUND(Z2+Z3)	127.0	Суммарное число зубьев второй ступени
u2_fact	$Z3/Z2$	1.5918	Фактическое передаточное отношение второй ступени
B1	$ACOSD((m1*Z1_sum)/(2*aw1))$	10.2631	Угол наклона зубьев (действ.), град
T3	$(9550*P3)/n3$	434.0425	Крутящий момент на третьем валу, Н/м
P3	$P2*0.97*0.99$	19.8841	Передаваемая мощность на 3й вал, кВт
n3	$n2/u2$	437.50	Число оборотов на 3м валу, об/мин
b_k1	$b_{k2} - 5$	55.0	Ширина зубчатого венца колеса K1
b_k2	$ROUND(Kba*aw2) - 1$	60.0	Ширина зубчатого венца шестерни K2
b_k3	$b_{k2} - 5$	55.0	Ширина зубчатого венца колеса K3

Рисунок 1 – Автоматизированный расчет зубчатых колес.

Вывод. В настоящей работе был выполнен автоматизированный расчет основных параметров зубчатых передач редукционной вставки, взятую как прототип поверхностного привода винтового насоса. В результате получаем инструмент, который позволяет оперативно вносить изменения в расчет и получать новые значения подач винтового насоса, для оптимизации его работы под конкретные условия его использования.

Список используемых источников информации

1. Погорелов, А.В. Особенности конструкции поверхностного привода винтового насоса / А.В. Погорелов, С.О. Киреев, М.В. Корчагина, А.Р. Лебедев // Наука России: Цели и Задачи. – 2019. - № 3. – С. 41-47.

2. Анфимов М. И. Редукторы. Конструкции и расчет. /М.И. Анфимов – Изд. 4-е перераб. и доп. М.: «Машиностроение», 1993., 463 с.

Работа выполнена в рамках инициативной НИР.